

# **Comando de movimento de plataforma elevatória com sincronização de cilindros hidráulicos**

*Jorge David Oliveira Guimarães*

**Dissertação do MIEM**

Orientador: Professor Doutor Francisco Jorge Teixeira de Freitas



**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

**Automação**

Maio de 2015



*Aos meus pais, à minha namorada*





## **Resumo**

Desde 2006 que os resíduos sólidos urbanos passaram a ser vistos como valorizáveis em Portugal. Por esse motivo, são necessárias soluções de contentorização que permitam a sua armazenagem temporária e a redução de custos de recolha.

A Tnl, empresa dedicada a esta área, possui vários equipamentos de contentorização enterrada, entre eles o *Bigtainer*®, que será o objeto de estudo desta dissertação. Este equipamento consiste numa plataforma de grandes dimensões que alberga um compactador com capacidade para 17t de resíduos. Quando é necessário recolher o compactador, tipicamente uma vez por semana, a plataforma é elevada ao nível do solo por 4 cilindros hidráulicos que necessitam de se mover sincronizadamente.

Na segunda versão deste equipamento, que possui várias unidades instaladas pelo mundo, foram detetadas oportunidades de melhoria, entre as quais: a descida involuntária da plataforma, resolvida através da substituição de válvulas de gaveta por válvulas de assento cónico, bem como a subida inconstante que o equipamento apresenta.

Da subida inconstante, surgiu a necessidade de desenvolver uma nova solução de sincronismo de cilindros hidráulicos recorrendo a válvulas direcionais em cada cilindro, um divisor de caudal que permite que as pressões sejam independentes e um inclinómetro ligado a um PLC para indicar a diferença relativa entre as posições dos cilindros. As condições de funcionamento do sistema foram desenvolvidas e é o PLC que dá ordem, mediante a inclinação da plataforma, quais as eletroválvulas a ativar. A escolha dos componentes foi efetuada tendo em conta um erro máximo admitido para a falta de sincronismo dos cilindros hidráulicos, e revelou ser possível obter um erro máximo de 5 mm.

Com esta solução verificou-se ser possível remover dois componentes de peso da estrutura do equipamento e, por consequência, a eliminação de empenos introduzidos na estrutura provocados pela galvanização dos componentes, a redução do tempo de produção e a poupança de 2595€ relativamente ao custo atual do equipamento.



## **Abstract**

Since 2006 urban solid waste started to be looked valuable in Portugal. For that reason, container solutions that allow its temporary storage and reduction of collection costs are needed.

Tnl, a company in this core business, designs several underground container solutions. Amongst them, Bigtainer® that will be the study object of this thesis. This equipment consists on a large platform that houses a waste compactor with 17t waste capacity. When it is necessary to collect the compactor, typically once per week, 4 synchronized hydraulic cylinders lift the platform to the surface.

On the second version of this equipment, that has several units installed throughout the world, several improvement opportunities were found. Amongst them the involuntary descent of the platform solved by replacing spool type valves with poppet type valves, and the inconstant ascent of the platform.

From the inconstant ascent, there was the need to develop a new hydraulic cylinder synchronization solution using to individual directional valves, a rotary flow divider that allows independent pressures and an inclinometer connected to a PLC that provides information on the relative difference between cylinder positions. System working conditions were developed and it is the PLC that gives order, according to the platform tilt of which valves to activate. Components choice was made taking into account a maximum 5mm error between cylinder extensions that was proven to be possible to achieve.

With this solution it is possible to remove two heavy weight components of the equipment structure, and by consequence, the elimination of distortions on the structure that are the result of the hot-dip galvanizing process, reduction of production time and 2595€ saving relative to the current equipment cost.



## **Agradecimentos**

Quero agradecer aos meus pais por terem possibilitado o percurso de vida que tive, à Francisca Castro por ter acompanhado e ajudado na evolução deste trabalho e ao Pedro Machado pela ajuda prestada.



## Índice de Conteúdos

Capítulo 1 .....	3
1.1 Caraterização do setor dos resíduos .....	3
1.2 Sistemas de contentorização no mercado .....	9
1.2.1 Contentorização de superfície.....	10
1.2.2 Contentorização semienterrada .....	14
1.2.3 Contentorização enterrada.....	15
1.3 Apresentação da Tnl.....	22
1.4 Conclusão .....	23
Capítulo 2 .....	25
2.1 Marcos de deposição .....	27
2.2 Equipamentos .....	29
2.2.1 Unitainer.....	29
2.2.2 Citytainer® .....	30
2.2.3 Ecotainer® .....	32
2.2.4 Sidetainer® .....	35
2.2.5 Bigtainer® .....	37
2.2.5.1 Descrição do equipamento e onde é utilizado .....	39
2.2.5.2 Conceito do equipamento .....	43
2.2.5.3 Composição do equipamento .....	44
2.2.5.4 Vantagens e desvantagens da utilização do Bigtainer®.....	45
2.3 Conclusão .....	46
Capítulo 3 .....	47
3.1 Sistema de estabilização do Bigtainer®.....	48
3.2 Itens a melhorar identificados e sua análise .....	49
3.2.1 Subida inconstante.....	49
3.2.1.1 Cálculo à encurvadura dos cilindros da plataforma .....	53
3.2.1.2 Cálculo das pressões nos cilindros provocadas pelo desvio dos CG .....	55
3.2.1.3 Análise do divisor de caudal .....	58
3.2.1.4 Compressibilidade do fluido utilizado .....	61
3.2.2 Circuito hidráulico inseguro contra fugas de óleo.....	67
3.2.3 Movimentos erráticos da tampa .....	67
3.2.4 Fim de curso de abertura da tampa demasiado ruidoso .....	68
3.2.5 Potência instalada do equipamento .....	68
3.3 Conclusão .....	68
Capítulo 4 .....	71
4.1 Métodos de sincronização mecânicos.....	72
4.2 Métodos de sincronização hidráulicos e eletro-hidráulicos .....	72
4.2.1 Controlo fluxométrico individual .....	73
4.2.2 Bombas múltiplas.....	76
4.2.3 Cilindros em série .....	78
4.2.4 Válvula divisora de caudal.....	81
4.2.5 Divisor de caudal de engrenagens exteriores .....	83

4.2.5.1	Circuito exemplo com divisor de caudal de engrenagens exteriores de quatro corpos e de um sentido com válvulas de refasagem .....	85
4.2.5.2	Circuito exemplo com divisor de caudal de engrenagens exteriores de quatro corpos e motor e válvulas de refasagem elétricas .....	86
4.2.6	Cilindro mestre e cilindros escravos .....	87
4.2.6.1	Cilindro mestre de corpo duplo .....	90
4.2.7	Cilindros de corpo duplo .....	90
4.2.8	Controlo em malha fechada .....	92
4.3	Conclusão .....	94
Capítulo 5	.....	97
5.1	Proposta de esquema hidráulico e de comando para o <i>Bigtainer</i> ® .....	98
5.2	Análise do circuito novo .....	99
5.3	Dimensionamento dos cilindros das cavilhas de segurança .....	102
5.4	Comando da máquina .....	103
5.4.1	Explicação da subida e descida compensada .....	108
5.4.2	Evolução do sistema <i>versus</i> informação do inclinómetro .....	109
5.4.3	Evolução do sistema – ordem a fornecer .....	109
5.5	Cálculos .....	117
5.5.1	Escolha do PLC .....	117
5.5.2	Escolha das eletroválvulas direcionais 2/2 de resposta rápida .....	120
5.5.3	Escolha do inclinómetro .....	121
5.6	Cálculo do erro máximo de sincronismo .....	124
5.7	Parâmetros para definir o controlo .....	125
5.8	Orçamentação dos componentes .....	126
5.9	Poupança no equipamento atual em componentes mecânicos e hidráulicos .....	128
5.10	Balanço .....	130
5.11	Conclusão .....	130
Capítulo 6	.....	133
Capítulo 7	.....	135
ANEXO A – Fichas técnicas dos componentes escolhidos	.....	137



## Lista de figuras

Figura 1.1 - Níveis de planeamento estratégico no setor de gestão de resíduos.....	5
Figura 1.2 - Evolução da produção de RU em Portugal Continental no período 2002-2012 (Fonte: APA e INE, 2013).....	6
Figura 1.3 - Produção de resíduos urbanos em Portugal .....	8
Figura 1.4 - Distribuição dos destinos de RU em Portugal Continental em 2012.....	8
Figura 1.5 - Caracterização física média dos RU produzidos em Portugal Continental, em 2012 (Fonte: APA,2013) .....	8
Figura 1.6 – Cenário de contentores tipicamente utilizados em Portugal .....	10
Figura 1.7 – Contentor MGB de 240ℓ [retirado de <a href="http://www.w-weber.com">www.w-weber.com</a> ].....	11
Figura 1.8 - Contentores de recolha lateral de 2400ℓ [retirado de <a href="http://www.hpem.pt">www.hpem.pt</a> ] .....	11
Figura 1.9 - Contentores para recolha lateral de 3200ℓ [retirado de <a href="http://www.hpem.pt">www.hpem.pt</a> ] .....	12
Figura 1.10 - Compactador de superfície com 14000ℓ .....	12
Figura 1.11 - Sistema de recolha por Ampliroll do compactador .....	12
Figura 1.12 - Recolha de um contentor de carga traseira / volteio [retirado de <a href="http://www.suma.pt">www.suma.pt</a> ] .....	13
Figura 1.13 - Recolha de contentor <i>Cyclea</i> ® [retirado de <a href="http://www.suma.pt">www.suma.pt</a> ] .....	13
Figura 1.14 - Exemplo de recolha lateral de contentores [imagens Tnl].....	14
Figura 1.15 - Esquema de contentores <i>Molok</i> ® [retirado de <a href="http://www.molokna.com">www.molokna.com</a> ].....	15
Figura 1.16 - Exemplo da recolha de um contentor <i>Molok</i> ® .....	15
Figura 1.17 - Exemplo de parte visível de sistemas de contentorização enterrada da Tnl.....	16
Figura 1.18 - Exemplo de parte visível de sistemas de contentorização enterrada da Sotkon .	16
Figura 1.19 - Exemplo de parte visível de sistemas de contentorização enterrada da Villiger	16
Figura 1.20 - Exemplo de parte visível de sistemas de contentorização enterrada da Sopsa ...	16
Figura 1.21 - Exemplo de recolha de grua de contentores unitários [retirado de <a href="http://www.suma.pt">www.suma.pt</a> ] .....	17
Figura 1.22 - Sistema de contentorização enterrada de MGB's da Tnl .....	17

Figura 1.23 - Sistema de contentorização enterrada de MGB's [retirado de <a href="http://www.sinalarte.pt">www.sinalarte.pt</a> ]	18
Figura 1.24 - Sistema de contentorização enterrada de contentores laterais [imagens Tnl] ....	18
Figura 1.25 - Sistema de contentorização enterrada de contentores de 3000 ou 5000ℓ da Tnl	19
Figura 1.26 - Sistema de contentorização enterrada de 3000 ou 5000ℓ da Sotkon – à esquerda, equipamento fechado. À direita, equipamento aberto. ....	19
Figura 1.27 - Esquema de um equipamento de contentorização enterrada de compactadores	20
Figura 1.28 - Equipamento de contentorização enterrada de compactadores [retirado de <a href="http://www.ecomp.fi">www.ecomp.fi</a> ]	20
Figura 1.29 - Equipamento de contentorização enterrada de compactadores [retirado de <a href="http://www.ecologia.re.it">www.ecologia.re.it</a> ]	20
Figura 1.30 - Equipamento de contentorização enterrada de compactadores [retirado de <a href="http://www.villiger.com">www.villiger.com</a> ]	21
Figura 1.31 – Sala de controlo de Abu-Dhabi	23
Figura 2.1 - Cronologia Tnl	25
Figura 2.2 – Constituição típica de um equipamento enterrado	27
Figura 2.3 - Marco Atenas	28
Figura 2.4 - Marco Oporto	28
Figura 2.5 - Marco London	28
Figura 2.6 - Marco Rio	28
Figura 2.7 - Marco Dhabi	28
Figura 2.8 - Marco Dhabi Jumbo	28
Figura 2.9 - Marco Abu Jumbo	28
Figura 2.10 - Marco Bilbo mini	28
Figura 2.11 - Marco Icube	28
Figura 2.12 - Sistema de controlo do alçapão do contentor	29
Figura 2.13 - Exemplo de recolha de um <i>Unitainer</i> ®	30
Figura 2.14 – Exemplo de <i>Citytainer</i> ® de 2 contentores	31

Figura 2.15 - Exemplo de recolha de um <i>Citytainer</i> ® .....	31
Figura 2.16 – Exemplo de <i>Ecotainer</i> ® de 2 contentores .....	32
Figura 2.17 - Exemplo de recolha de um <i>Ecotainer</i> ®.....	33
Figura 2.18 - Tomada de carga do equipamento [fonte Tnl].....	34
Figura 2.19 - Constituição do kit camiã [fonte Tnl] .....	34
Figura 2.20 - Central hidráulica.....	34
Figura 2.21 - Vista superior de uma cuba técnica .....	35
Figura 2.22 - Comando à distância.....	35
Figura 2.23 – Exemplo de <i>Sidetainer</i> ® com 2 contentores.....	36
Figura 2.24 - Exemplo de recolha de um <i>Sidetainer</i> ® .....	36
Figura 2.25 – Exemplo de <i>Bigtainer</i> ® .....	38
Figura 2.26 - Exemplo de recolha de um <i>Bigtainer</i> ® .....	38
Figura 2.27 - Sistema de contentorização antes do <i>Bigtainer</i> ® (Abu Dhabi 2008).....	39
Figura 2.28 - Elevação da plataforma do <i>Bigtainer</i> ® v1 (Abu Dhabi – EAU, 2009).....	40
Figura 2.29 - Descida da rampa da plataforma do <i>Bigtainer</i> ® v1 (Abu Dhabi – EAU, 2009) .....	40
Figura 2.30 - Início da remoção do compactador do <i>Bigtainer</i> ® v1 (Abu Dhabi – EAU, 2009) .....	41
Figura 2.31 - Remoção do compactador do <i>Bigtainer</i> ® v1 (Abu Dhabi – EAU, 2009).....	41
Figura 2.32 - <i>Bigtainer</i> ® v2.0 (fábrica) .....	42
Figura 2.33 - <i>Bigtainer</i> ® v2.1 (fábrica) .....	42
Figura 2.34 - Aspeto do <i>Bigtainer</i> ® v2.0 fechado (Málaga – Espanha, 2009).....	42
Figura 2.35 - Aspeto do <i>Bigtainer</i> ® v2.1 fechado .....	42
Figura 2.36 - Vista lateral do <i>Bigtainer</i> ® v2.0 aberto (Málaga – Espanha, 2009).....	42
Figura 2.37 - Vista traseira da remoção do compactador do <i>Bigtainer</i> ® v2.1 (Abu Dhabi – EAU, 2010).....	42
Figura 3.1 - Exemplo de mesa de elevação com tesoura ativa com área de 1300x800mm, capacidade de 2t e elevação a 820mm .....	48

Figura 3.2 - Exemplo de mesa de elevação com tesoura passiva com área de 7000x3250mm, capacidade de 20t e elevação a 3300mm .....	48
Figura 3.3 - Vista lateral do equipamento com a plataforma aberta e tampa fechada.....	50
Figura 3.4 - Dimensões e cotas importantes do <i>Bigtainer</i> ®.....	51
Figura 3.5- Esquema hidráulico do <i>Bigtainer</i> ® v2.1 .....	52
Figura 3.6 - Cilindros de simples efeito da plataforma .....	54
Figura 3.7 - Guiamento utilizado no corpo do cilindro [fonte Tnl].....	55
Figura 3.8 - Representação das forças atuantes na plataforma móvel.....	56
Figura 3.9 - Curva característica exemplificativa de válvulas limitadoras de pressão de comando direto [retirado de [7]].....	57
Figura 3.10 – Imagem do divisor de caudal utilizado no <i>Bigtainer</i> ® .....	59
Figura 3.11 - Divisor de caudal aplicado no <i>Bigtainer</i> ® .....	59
Figura 3.12 - Inclinação da plataforma (retirado de <i>hydraulics and pneumatics</i> ).....	60
Figura 3.13 - Módulo de compressibilidade de um fluido [7].....	62
Figura 3.14 - Variação do módulo de compressibilidade com a pressão e a temperatura de um óleo Shell Tellus 37 [7] .....	62
Figura 3.15 - Variação do módulo de compressibilidade com a pressão [10].....	63
Figura 3.16 - Relação entre um óleo com alto valor de IV vs baixo valor IV.....	65
Figura 3.17 - Variação da viscosidade dinâmica do óleo mineral HM46 como função da temperatura e pressão .....	67
Figura 3.18 - Propriedades do óleo ISO VG 46 (ESSO UNIVIS N46) [retirado de Matlab®].....	67
Figura 4.1 - Exemplos de mecanismos de sincronização mecânicos por veio de torção .....	72
Figura 4.2 - Movimento de plataforma com dois cilindros [15] .....	73
Figura 4.3 – Controle fluxométrico em <i>meter-out</i> individual para sincronização [14].....	74
Figura 4.4 – Controle fluxométrico em <i>meter-out</i> para sincronização parado a meio curso [14] .....	74
Figura 4.5 – Controle em <i>meter-out</i> com válvulas anti-retorno e carga centrada.....	75
Figura 4.6 – Controle em <i>meter-out</i> com válvulas antirretorno e carga descentrada.....	75

Figura 4.7 – Controlo fluxométrico individual compensado [15] .....	75
Figura 4.8 – Exemplos de esquemas de bomba dupla e duas válvulas direcionais (Esq. [15]; Dir. [14]).....	76
Figura 4.9 – Sincronização da plataforma em caso de desfasamento [14].....	76
Figura 4.10 – Esquema de sincronização de uma bomba ligada a dois cilindros. Caso um solenoide não atue, a plataforma não levanta [14] .....	77
Figura 4.11 – Sincronização de cilindros de duplo efeito com haste dupla [14].....	79
Figura 4.12 – Nova sincronização de cilindros de duplo efeito e haste dupla [14].....	79
Figura 4.13 – Circuito de sincronização de cilindros de haste simples em série 1 [14].....	80
Figura 4.14 – Circuito de sincronização de cilindros de haste simples em série 2 [14].....	80
Figura 4.15 – Circuito de sincronização de cilindros de haste simples em série 3 [15].....	80
Figura 4.16 – Exemplo de sincronização de cilindros em série utilizando cilindros de haste simples – cilindros em avanço [14] .....	80
Figura 4.17 – Representação ISO da válvula divisora de caudal .....	81
Figura 4.18 – Representação construtiva da válvula divisora (e combinadora) de caudal.....	81
Figura 4.19 – Circuitos de sincronização com válvula divisora de caudal (Esq. [15]; Dir. [14]) .....	82
Figura 4.20 – Cilindros em avanço – sincronização com válvula divisora de caudal [14] .....	82
Figura 4.21 – Cilindros em recuo – sincronização com válvula divisora de caudal [14].....	82
Figura 4.22 – Circuito de sincronização com divisor de caudal de engrenagens [14] .....	84
Figura 4.23 – Circuito de sincronização com divisor de caudal de engrenagens – Cilindros em avanço [14] .....	84
Figura 4.24 – Circuito de sincronização com divisor de caudal de engrenagens – Cilindros em recuo [14].....	84
Figura 4.25 – Circuito de sincronização com divisor de caudal de engrenagens – Cilindro B bloqueado [14].....	85
Figura 4.26 – Esquema do divisor de caudal de 4 corpos e de um sentido com válvulas de refasagem [retirado de [16]] .....	86

Figura 4.27 – Esquema para cilindros de simples efeito com divisor de 4 corpos e motor com válvulas de refasagem elétricas [retirado de [16]].....	87
Figura 4.28 – Circuito de sincronização cilindro mestre-escravo [14].....	88
Figura 4.29 – Circuito de sincronização cilindro mestre-escravo – cilindros em avanço [14]	89
Figura 4.30 – Circuito de sincronização cilindro mestre-escravo – cilindros em recuo [14]...	89
Figura 4.31 – Circuito de sincronização cilindro mestre-escravo – cilindros em nova sincronização .....	89
Figura 4.32 – Circuito com cilindro mestre [15] .....	90
Figura 4.33 – Sincronização por cilindros de corpo duplo [14] .....	91
Figura 4.34 – Sincronização por cilindros de corpo duplo – cilindros em avanço [14].....	91
Figura 4.35 – Sincronização por cilindros de corpo duplo – cilindros em recuo [14] .....	91
Figura 4.36 – Sincronização por cilindros de corpo duplo – cilindros em nova sincronização [14] .....	92
Figura 4.37 – Circuito de sincronização proporcional em malha fechada [15].....	92
Figura 4.38 – Fixação do sistema SX300 ao êmbolo do cilindro (retirado de <a href="http://www.waycon.biz">http://www.waycon.biz</a> ) .....	93
Figura 4.39 – Detalhe fixação cabo ao êmbolo do SX300 (retirado de <a href="http://www.waycon.biz">http://www.waycon.biz</a> ) .....	93
Figura 4.40 – Sensor SX80 da Waycon (retirado de <a href="http://www.waycon.biz">http://www.waycon.biz</a> ) .....	93
Figura 5.1 - Esquema hidráulico proposto .....	99
Figura 5.2 - Divisor de engrenagens exteriores cortado .....	101
Figura 5.3 - Cilindro da tampa do <i>Bigtainer</i> ® .....	102
Figura 5.4 - Configuração do cilindro de duplo efeito das cavilhas de segurança [retirado de <a href="http://contarini.net">contarini.net</a> ].....	103
Figura 5.5 - Grafset de funcionamento do sistema e motor .....	105
Figura 5.6 - Esquema da plataforma vista de topo com representação esquemática dos 4 cilindros hidráulicos .....	108

Figura 5.7 – Limites permitidos das inclinações da plataforma: espaço limite de movimentação da plataforma (a verde); ‘bolha’ do inclinómetro (a azul).....	110
Figura 5.8 - Condições de ativação e desativação do solenoide C1 na subida ou C3 na descida .....	111
Figura 5.9 - Condições de ativação e desativação do solenoide C2 na subida ou C4 na descida .....	111
Figura 5.10 - Condições de ativação e desativação do solenoide C3 na subida ou C1 na descida .....	111
Figura 5.11 - Condições de ativação e desativação do solenoide C4 na subida ou C2 na descida .....	111
Figura 5.12 - Exemplo de caso que deu origem à condição $i_x < 0 \cdot i_y < 0$ .....	112
Figura 5.13 - <i>Grafcet</i> de validação de dados .....	114
Figura 5.14 – Macroetapa subir plataforma com compensação .....	116
Figura 5.15 – Macroetapa descer plataforma com compensação .....	116
Figura 5.16 - PLC Twido Schneider TWDLCDA24DRF.....	118
Figura 5.17 - Varrimento cíclico .....	118
Figura 5.18 - Varrimento periódico .....	118
Figura 5.19 – Porta adicional RS232 mini DIN opcional Ref. TWD NAC 232D .....	119
Figura 5.20 – Módulo de expansão analógico Ref. TM2 AMI 2HT .....	119
Figura 5.21 - Diagrama temporal do funcionamento do sistema .....	125
Figura 5.22 - Tesoura do <i>Bigtainer</i> ® .....	128
Figura 5.23 - Base fixa do <i>Bigtainer</i> ® .....	129
Figura 5.24 – Componentes mecânicos a remover do <i>Bigtainer</i> ® (a verde) .....	129

## Lista de tabelas

Tabela 1.1 - Recolha seletiva ou específica ( $10^3$ ton) por tipo de resíduo, em Portugal Continental em 2012 (Fonte: APA, 2013).....	7
Tabela 1.2 - Densidade média dos resíduos sólidos urbanos e taxas de compactação.....	10
Tabela 1.3 - Quadro resumo dos sistemas de contentorização mais comuns em Portugal.....	21
Tabela 1.4 - Sistemas de recolha <i>versus</i> contentores recolhidos.....	22
Tabela 2.1 - Caraterísticas do <i>Unitainer</i> ®.....	30
Tabela 2.2 - Caraterísticas do <i>Citytainer</i> ®.....	31
Tabela 2.3 - Caraterísticas do <i>Ecotainer</i> ® .....	33
Tabela 2.4 - Caraterísticas do <i>Sidetainer</i> ®.....	36
Tabela 2.5 - Caraterísticas do <i>Bigtainer</i> ® .....	38
Tabela 3.1 - Forças e distâncias para o cálculo estático da plataforma .....	56
Tabela 3.2 - Caraterísticas do divisor de caudal do <i>Bigtainer</i> ® e regime de utilização .....	59
Tabela 3.3 - Módulo de compressibilidade de um óleo ISO VG46 .....	63
Tabela 3.4 - Unidades da viscosidade .....	65
Tabela 3.5 - Propriedades físicas dos fluídos hidráulicos HM ISO-VG 32, ISO-VG 46 e ISO-VG 68 .....	66
Tabela 4.1 – Resumo dos métodos de sincronismo abordados .....	94
Tabela 5.1 - Esquema de leitura e gravação de valores lidos pelo inclinómetro para <i>ix</i> .....	115
Tabela 5.2 - Eletroválvulas direcionais pesquisadas .....	120
Tabela 5.3 - Inclinómetros com saídas digitais .....	123
Tabela 5.4 – Inclinómetros com saídas analógicas .....	123
Tabela 5.5 - Lista de componentes hidráulicos a adquirir.....	126
Tabela 5.6 - Custo da solução com inclinómetro de saída digital .....	127
Tabela 5.7 - Custo da solução com inclinómetro de saída analógica .....	127
Tabela 5.8 - Componentes hidráulicos removidos do esquema anterior.....	129



Tabela 5.9 - Componentes eliminados do sistema atual por tipo .....	130
---	-----

## Nomenclatura

### Definições gerais e operadores

Símbolo	Descrição
.	“e”
+	“ou”

### Notação

Símbolo	Descrição
C	Comprimento (mm)
L	Largura (mm)
A	Altura (mm)
m	Massa (kg)
$F_{cf}$ , $F_{ct}$	Força dos cilindros da frente e de trás (N)
$F_{G_{plat}}$	Força gravítica da plataforma (N)
$F_{G_{comp}}$	Força gravítica do compactador (N)
F	Força (N)
$M_z$	Momento no eixo z (N.m)
$\phi_{haste}$	Diâmetro da haste (mm)
$\phi_{\text{êmbolo}}$	Diâmetro do êmbolo (mm)
$L_{\text{comprimido}}$	Comprimento do cilindro comprimido (mm)
$P_{cr}$	Carga crítica de Euler (N)
E	Módulo de elasticidade (Pa)
I	Momento de Inércia (m <sup>4</sup> )
$\ell_{eq}$	Comprimento equivalente (m)
S	Fator de segurança

$\phi_{\text{ext}}$	Diâmetro exterior de circunferência (m)
$\phi_{\text{int}}$	Diâmetro interior de circunferência (m)
$Q_{\text{bomba}}$	Caudal fornecido pela bomba (ℓ/min)
$q_i$	Caudal de cada corpo do divisor de caudal (ℓ/min)
$n_{\text{corpos}}$	Número de corpos do divisor de caudal
$n_{\text{engrenagens}}$	Velocidade de rotação das engrenagens (rpm)
$c_i$	Cilindrada do corpo i do divisor de caudal (cm <sup>3</sup> /rot)
$v_1, v_2$	Velocidade dos cilindros 1 e 2
$q_1, q_2$	Caudal nos cilindros 1 e 2
$p$	Pressão (bar)

### Acrónimos

Acrónimo	Descrição
CG	Centro de Gravidade
LVDT	<i>Linear Variable Displacement Transducer</i>
MGB	<i>Mobile Garbage Bin</i>
PERSU	Plano Estratégico para os Resíduos Urbanos
PNGR	Plano Nacional de Gestão de Resíduos
RSU	Resíduos Sólidos Urbanos
RU	Resíduos Urbanos
VLP	Válvula Limitadora de Pressão
VRC	Válvula Reguladora de Raudal



## **Objetivos do trabalho**

Este trabalho tem como objetivo principal o desenvolvimento de uma solução de sincronização eficiente de quatro cilindros hidráulicos com uma boa relação custo-benefício, aplicável a uma plataforma elevatória de um equipamento de contentorização enterrada de resíduos sólidos da Tnl. Trata-se de um equipamento de grandes dimensões e capacidade de elevação de 30t, que já se encontra instalado em vários locais do mundo.

A necessidade do desenvolvimento do mecanismo de sincronismo deve-se à identificação de alguns problemas, alguns dos quais serão também aqui analisados para permitir uma melhoria essencial do produto.

## **Estrutura da dissertação**

Esta dissertação encontra-se dividida em 6 capítulos.

No primeiro capítulo é enquadrado o setor dos resíduos, apresentando as soluções mais comuns de contentorização de resíduos e a empresa Tnl.

No segundo capítulo são apresentadas as soluções da Tnl para o mercado da contentorização enterrada.

No terceiro capítulo são abordadas as necessidades de melhoria do *Bigtainer*, identificando-as, analisando-as e propondo soluções. A principal necessidade de melhoria é a resolução da subida inconstante da plataforma.

No quarto capítulo é feita uma revisão das principais soluções e princípios da sincronização de cilindros hidráulicos.

O quinto capítulo é dedicado ao desenvolvimento de uma nova solução, fruto da conjugação de dois princípios. É também neste capítulo que são escolhidos os componentes e realizada uma análise de custo-benefício.

O sexto capítulo expõe as conclusões e propõe trabalhos futuros.



# Capítulo 1

## Setor dos Resíduos

Este capítulo apresenta a caracterização do setor da recolha de resíduos, enquadrando os resíduos sólidos urbanos como parte de um sistema de gestão de resíduos. Apresenta as soluções mais comuns de contentorização em Portugal e a empresa Tnl que deu origem ao problema a abordar nesta dissertação.

### 1.1 Caracterização do setor dos resíduos

A produção de resíduos é uma consequência do uso de recursos nas atividades socioeconómicas do quotidiano. Os impactos ambientais relacionados com os resíduos vão para além da sua produção, a qual é um indicador importante de como a sociedade usa os seus recursos, mas dependem da forma como são processados e eventualmente reintegrados no sistema produtivo. De acordo com o Plano Estratégico para os Resíduos Urbanos (PERSU 2020) [1], a gestão não adequada dos resíduos é uma fonte de impactos ambientais significativos. Por exemplo, o setor de resíduos é responsável pelo quarto maior contributo no que respeita às emissões de Gases com Efeito de Estufa (GEE) na Europa, representando 2,9% das emissões da UE. A sua importância a nível nacional é maior, tendo em 2011 representado 11,8% das emissões de GEE nacionais. Os resíduos constituem igualmente um desafio socioeconómico. Estima-se que uma gestão mais eficiente dos resíduos produzidos na UE permitiria poupar 1,4 mil milhões de euros de importações anuais e gerar 1,6 mil milhões de euros de receitas. A nível do emprego, em 2008 estimavam-se em cerca de dois milhões os empregos diretos associados à gestão de resíduos. Apenas considerando o subsector da reciclagem, estima-se que possam ser gerados mais meio milhão de empregos até 2020.

Em Portugal, a importância socioeconómica dos resíduos é igualmente elevada. Dados do Instituto Nacional de Estatística (INE) indicam que o volume de negócios das empresas cujas atividades se encontram relacionadas com as atividades de gestão de resíduos e de comércio de materiais e produtos reciclados tenha representado 2,7 milhões de euros em 2010. Nesse ano, os empregos associados a empresas com estas atividades ascendiam a dezasseis mil e quinhentos.

Os resíduos são, assim, uma prioridade da política europeia e nacional, devido à sua importância ambiental, económica e social, que os coloca no centro de uma “Economia Verde”, dado que podem potenciar uma gestão mais eficiente dos recursos naturais, reduzindo os impactes ambientais associados à sua utilização, criar oportunidades de negócio e valor acrescentado e promover a criação de emprego [1].

As políticas relativamente aos resíduos foram sofrendo as adaptações necessárias desde o abandono dos resíduos em qualquer local, à descarga voluntária e incontrolada de resíduos nas ruas e terrenos sem ocupação, passando por um controlo de danos nos efluentes das fábricas com produção de resíduos mais tóxicos e culminando no planeamento da gestão dos resíduos, numa tentativa de tornar os resíduos valorizáveis. Foi a inexistência de medidas eficazes no tratamento e eliminação de resíduos que provocou o aparecimento de graves problemas de saúde pública como a Peste Negra. [2]

Os resíduos são categorizados em resíduos urbanos (que incluem o lixo doméstico e os resíduos provenientes de instalações públicas), em resíduos comerciais (embalagens, caixas de cartão e plásticos), em resíduos agrícolas (animais mortos, estrumes e palhas), resíduos industriais (cinzas, borrachas, óleos, iodo e escórias), resíduos nucleares, resíduos resultantes de construções e demolições, resíduos portuários e aeroportuários e resíduos hospitalares [3].

Em Portugal, a Autoridade Nacional dos Resíduos é denominada Agência Portuguesa do Ambiente [4]. Atualmente, a recolha de resíduos segue o Plano Nacional de Gestão de Resíduos (PNGR 2011-2020) que engloba o Plano Estratégico para os Resíduos Urbanos (PERSU), o Plano Estratégico para os Resíduos Hospitalares (PERH), o Plano Estratégico dos Resíduos Industriais (PESGRI), o Plano Nacional de Prevenção de Resíduos Industriais (PNAPRI) e o Plano Estratégico de Gestão de Resíduos Agrícolas (PESGRA). (ver Figura 1.1)



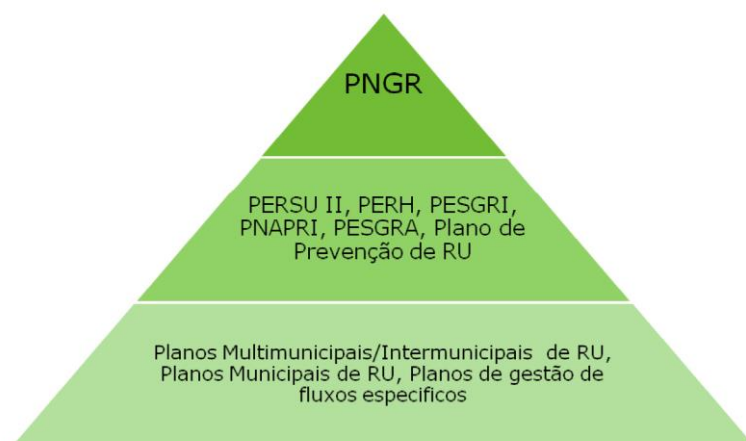


Figura 1.1 - Níveis de planeamento estratégico no setor de gestão de resíduos

Este trabalho aborda os resíduos urbanos pelo que o PERSU será o único plano a focar.

O resíduo urbano (RU) é “o resíduo proveniente de habitações [...] ou semelhante ao resíduo proveniente de habitações”<sup>1</sup> e é especialmente relevante por apresentar características que os distinguem dos restantes resíduos, como a origem, o volume de produção, a composição e os modelos de gestão. São os exemplos: resíduos verdes, o papel/cartão, embalagens de cartão para alimentos líquidos e materiais putrescíveis. Este conjunto representa 55% em peso dos RU. Outros RU são plásticos, têxteis, vidro, metais, compósitos, cerâmicos, e outros produtos em fim de vida mais complexos como pilhas e acumuladores. Têm origem num número de produtores bastante elevado e disperso (sobretudo consumidores domésticos) o que coloca desafios à sua gestão.

Na década de 90, os resíduos urbanos foram considerados uma prioridade da política de ambiente nacional por força dos problemas ambientais originados pela gestão não adequada destes resíduos e pelo atraso relativamente aos outros Estados-membros da UE. Nesse sentido, em 1996 foi aprovado o primeiro plano nacional para o sector dos resíduos urbanos, PERSU (1997-2007) que permitiu por exemplo:

- O encerramento das lixeiras em 2002 (destino de 73% dos resíduos produzidos até 1995);
- A criação de sistemas plurimunicipais de gestão de RU;
- Construção de novas infraestruturas de recolha seletiva, valorização e eliminação.

---

<sup>1</sup> Segundo o disposto na alínea e) do artigo 3º do Decreto-lei nº 73/2011, de 17 de junho.

Em 2006, o documento foi revisto e surgiu o PERSU II (2007-2016), que estabeleceu as seguintes linhas orientadoras estratégicas:

- Reduzir, reutilizar, reciclar;
- Separar na origem;
- Minimizar a deposição em aterro;
- Valorização energética da fração não reciclável;
- O “Protocolo de Quioto” como compromisso determinante na política de resíduos;
- A sustentabilidade dos sistemas de gestão de RU.

E possuía os seguintes objetivos até 2016:

- Redução de 1,4% da capitação diária de resíduos relativamente aos dados de 2007;
- Garantir adequada gestão de RU, em particular no que respeita a:
  - Cumprimento de metas de reciclagem e valorização de embalagens e resíduos de embalagens definidas para 2011;
  - Redução para 50% dos dados de 1995 relativamente aos resíduos urbanos biodegradáveis (RUB) de aterro (até julho de 2013) – à data ainda não há dados relativos a este ponto;
  - Objetivos quantitativos nacionais de recolha de resíduos de papel/cartão.

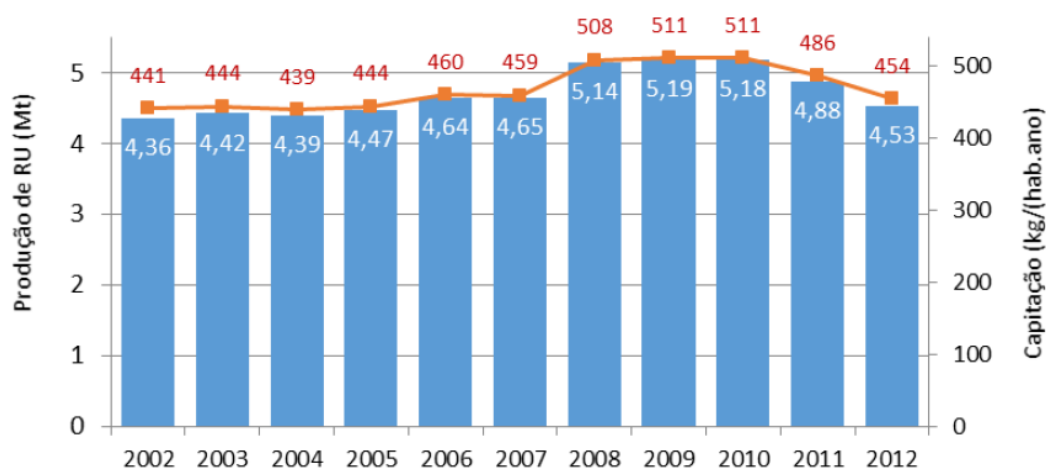


Figura 1.2 - Evolução da produção de RU em Portugal Continental no período 2002-2012 (Fonte: APA e INE, 2013)

Dados relativos a Portugal, em 2012 [5]:

- 4,8 milhões de toneladas de RU produzidos (15% do total de resíduos produzidos, menos 12,5% relativamente a 2010) (Figura 1.2);
- A capitação desceu para 454kg/hab/ano (média UE27 em 2011 de 500kg/hab/ano) (Figura 1.3);
- 54% dos RU ainda acabaram em aterros (Figura 1.4) que originaram emissões de gases de efeito de estufa na ordem de 2,8 milhões de toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente, ou seja, 34% das emissões do setor dos resíduos;
- Os materiais putrescíveis, verdes, vidro, compósitos, madeira, metais, papel, cartão e plástico representaram 73,4% dos RU produzidos (Figura 1.5);

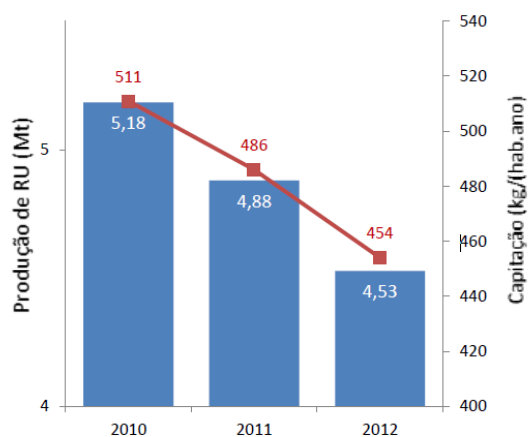
- Desvio de 280.000t face à meta de recolha seletiva de resíduos e valorização de Resíduos Urbanos Biodegradáveis (RUB) indicada no PERSU II para esse ano;
- No caso da recolha seletiva de embalagens, em 2012, a capitação média anual situou-se nos 37kg/hab/ano, abaixo dos 50kg/hab/ano estabelecidos como meta para 2011;
- Foram recolhidos seletivamente 541 mil toneladas de RU através de ecopontos, porta-a-porta, ecocentros e circuitos especiais, com a distribuição da Tabela 1.1;
- Existiam 38.354 ecopontos com 3 contentores.

Tabela 1.1 - Recolha seletiva ou específica ( $10^3$  ton) por tipo de resíduo, em Portugal Continental em 2012 (Fonte: APA, 2013)

Vidro	Papel e Cartão	Plástico e Metal	Madeira	REEE	Volumosos	Outros
149,8	145,8	83,0	5,3	3,3	42,8	111,1

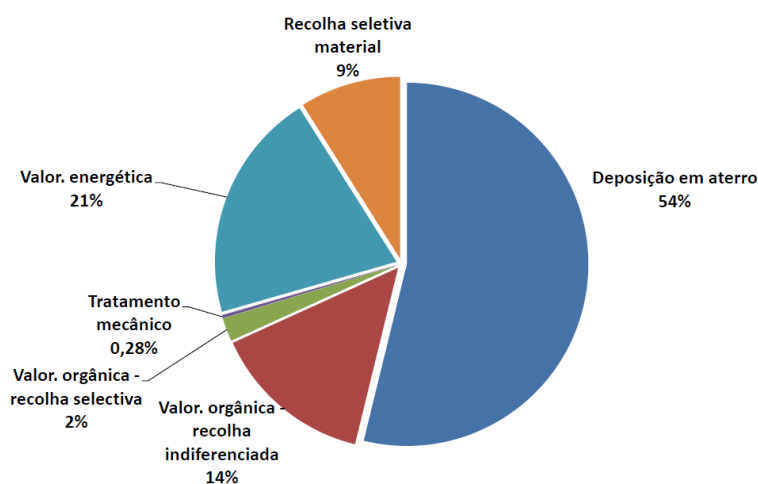
A gestão não adequada de RU traduz-se em impactes ambientais significativos, sendo que a falta de cumprimento das metas é explicada, entre outros motivos, pelo insuficiente aumento da recolha seletiva.

Atualmente encontra-se em fase de desenvolvimento o PERSU 2020 (2014-2020) [5], motivado por alterações ocorridas na organização do setor, nomeadamente no número de sistemas de gestão de RU, não terem sido atingidas as metas definidas para o ano de 2012, estabelecimento de novas metas comunitárias de reciclagem para o ano 2020, integração e revisão do Programa de Prevenção de Resíduos Urbanos e um novo quadro financeiro plurianual da União Europeia. Este documento possui objetivos claros de minimização dos impactes ambientais dos resíduos pela eliminação da deposição em aterro até 2030, aumento mínimo global para 50% em peso de materiais recicláveis, aposta à informação e incentivo à separação à população bem como otimização de rotas de recolha dos agentes e promoção de soluções para valorização de sub-produtos [6] e apresenta um orçamento de 320M€ para investimento.



Fonte: INE e APA, 2013

Figura 1.3 - Produção de resíduos urbanos em Portugal



Fonte: APA, 2013

Figura 1.4 - Distribuição dos destinos de RU em Portugal Continental em 2012

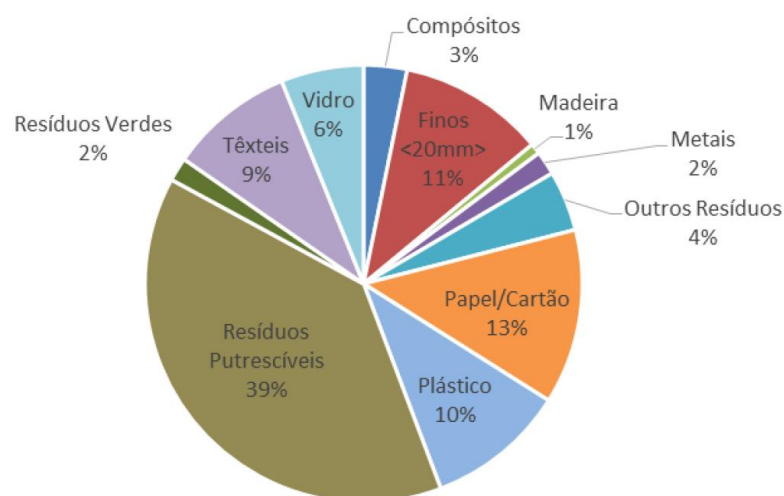


Figura 1.5 - Caraterização física média dos RU produzidos em Portugal Continental, em 2012 (Fonte: APA,2013)

## **1.2 Sistemas de contentorização no mercado**

São vários os sistemas de contentorização existentes:

- de superfície,
- semienterrada, e
- enterrada.

A opção por cada um destes sistemas é baseada em vários critérios como:

- a acessibilidade dos veículos de recolha de resíduos sólidos urbanos (RSU) ao local,
- a capacidade que deve ser instalada mediante o número de pessoas que o(s) contentor(es) serve(m),
- a periodicidade pretendida da recolha,
- a existência de estruturas subterrâneas,
- critérios arquitetónicos,
- custo dos equipamentos, e
- manutenção.

Cada tipo de contentor está associado a, pelo menos, um sistema de recolha. Em Portugal, os mais comuns são porta-a-porta, carga traseira, carga lateral, grua ou Ampliroll®. De seguida serão identificados os contentores mais utilizados em Portugal, bem como os sistemas de recolha para cada contentor.

Em vários municípios, por questões de ordenamento urbanístico, mantém-se a opção de colocação dos sacos de lixo junto à porta de casa no período noturno. Esta solução de recolha porta-a-porta tem provado ser custosa por implicar uma recolha diária constante com, no mínimo, 2 homens (condutor do camião + operador).

A densidade média dos resíduos varia consoante a fonte. Os números que são normalmente aceites para resíduos não compactados, bem como taxas de compactação máximas são indicados na Tabela 1.2.

Tabela 1.2 - Densidade média dos resíduos sólidos urbanos e taxas de compactação

Tipo	Densidade média não compactada [kg/m <sup>3</sup> ]	Taxa de compactação máxima	Densidade média compactada [kg/m <sup>3</sup> ]
<b>Indiferenciados</b>	250	3:1	750
<b>Papel e cartão</b>	90	5:1	450
<b>Embalagens</b>	70	4:1	280
<b>Vidro</b>	300	1:1	300
<b>Metal</b>	150	1,5:1	225

### 1.2.1 Contentorização de superfície

A contentorização de superfície tem como vantagens permitir uma utilização fácil para adultos, instalação simples, praticamente sem necessidade de construção civil e uma recolha rápida. Contudo, quanto maior a necessidade de volume de deposição, maior o impacto visual causado. Da mesma forma, permite que animais e parasitas revirem o lixo deixando sacos espalhados pelas redondezas, sendo pouco higiénicos, em especial nas alturas de maior calor. São normalmente usados para incendiar em manifestações. Devido às dificuldades económicas, este tipo de contentores permite ainda que várias pessoas procurem resíduos que lhes possam ser úteis, nomeadamente a recolha clandestina e venda de cartão, que em 2012 rendia 120€/t.



Figura 1.6 – Cenário de contentores tipicamente utilizados em Portugal

A Figura 1.6 representa o cenário mais comum de contentores de superfície visível em Portugal. Tipicamente são utilizados contentores *Cyclea*® de 2500ℓ recolhidos por grua para a deposição seletiva dos resíduos (à esquerda) e contentores MGB de 770ℓ, recolhidos por carga traseira, (à direita) para a deposição indiferenciada. As Figura 1.12 e Figura 1.13 demonstram a recolha deste tipo de contentores.

Em ruas estreitas, ou zonas protegidas, apenas é possível a utilização de contentores MGB de 240ℓ / 360ℓ, como mostrado na Figura 1.7.



Figura 1.7 – Contentor MGB de 240ℓ [retirado de [www.w-weber.com](http://www.w-weber.com)]

Outros cenários visíveis em Portugal são os contentores para deposição seletiva e recolha lateral das Figura 1.8 e Figura 1.9. Possuem capacidades até aos 3200ℓ. Devido às maiores dimensões, a sua utilização é dificultada a pessoas de baixa estatura e crianças. A Figura 1.14 ilustra a recolha de um contentor deste tipo.



Figura 1.8 - Contentores de recolha lateral de 2400ℓ [retirado de [www.hpem.pt](http://www.hpem.pt)]





Figura 1.9 - Contentores para recolha lateral de 3200ℓ [retirado de [www.hpem.pt](http://www.hpem.pt)]

Ainda nos sistemas de contentorização de superfície, desenvolvido para situações pontuais de grande afluência existem compactadores, com aproximadamente 6m de comprimento e uma capacidade de 14000ℓ de uso seguro a todos os utentes. É recolhido por *Ampliroll*®.



Figura 1.10 - Compactador de superfície com 14000ℓ



Figura 1.11 - Sistema de recolha por *Ampliroll* do compactador



Os contentores MGB possuem fundo fechado pelo que a sua recolha é feita através da viragem do conteúdo do contentor para o camião compactador.



Figura 1.12 - Recolha de um contentor de carga traseira / volteio [retirado de [www.suma.pt](http://www.suma.pt)]

Os contentores *Cyclea*® possuem uma construção de campânula invertida com um alçapão no fundo que permite a recolha do conteúdo no interior do camião.



Figura 1.13 - Recolha de contentor *Cyclea*® [retirado de [www.suma.pt](http://www.suma.pt)]

Os contentores de carga lateral, para a sua recolha, são equiparados aos MGB's sendo também necessária a sua viragem para esvaziar. Têm a vantagem de apenas necessitar de um operário para a sua recolha que monitoriza o funcionamento através de uma câmara no interior do camião.



Figura 1.14 - Exemplo de recolha lateral de contentores [imagens Tnl]

### 1.2.2 Contentorização semienterrada

A contentorização semienterrada confunde-se com o nome *Molok®* e é utilizada para deposição seletiva e indiferenciada. Permite uma elevada capacidade, tipicamente 3000 ou 5000ℓ, em pouco volume ocupado na rua. A zona de deposição está a uma altura ergonómica (ronda os 950mm), que permite ser utilizado por pessoas com baixa estatura. São dos contentores mais conhecidos pelo custo, facilidade de instalação, de utilização e manutenção. A deposição parcialmente enterrada dos resíduos torna-se higiénica, mesmo em alturas de maior calor. Contudo, devido à tampa plástica, não é incomum sofrerem roubos.

A recolha é efetuada por grua, elevando uma manga que contém todos os resíduos. Ao ser posicionado em cima do camião, o fundo da manga é aberto e os resíduos são descarregados para o camião.

Outras empresas possuem sistemas visualmente similares ao *Molok®*, mas a descarga é feita por abertura de alçapão.



Figura 1.15 - Esquema de contentores *Molok®* [retirado de [www.molokna.com](http://www.molokna.com)]



Figura 1.16 - Exemplo da recolha de um contentor *Molok®*

### **1.2.3 Contentorização enterrada**

A contentorização enterrada surge no mercado para permitir um aspeto visual mais agradável aos transeuntes, onde apenas é visível um meio de interface de deposição dos resíduos (marco de deposição), evitar furtos dos resíduos, evitar maus cheiros e proporcionar uma utilização segura a todos os utilizadores, incluindo crianças. As Figura 1.17 a Figura 1.20 mostram exemplos de diferentes soluções para a parte visível dos equipamentos apresentadas por algumas empresas de contentorização enterrada.





Figura 1.17 - Exemplo de parte visível de sistemas de contentorização enterrada da Tnl



Figura 1.18 - Exemplo de parte visível de sistemas de contentorização enterrada da Sotkon



Figura 1.19 - Exemplo de parte visível de sistemas de contentorização enterrada da Villiger



Figura 1.20 - Exemplo de parte visível de sistemas de contentorização enterrada da Sopsa

Nos contentores enterrados, a diversidade de soluções é muito grande e vão desde soluções totalmente mecânicas a soluções que requerem energia elétrica.

Os contentores unitários são equipamentos exclusivamente mecânicos, recolhidos por grua, com capacidades usuais de 3000 ou 5000ℓ, em que o marco de deposição (parte visível do equipamento) e a caixa de resíduos são retirados do fosso para poder ser depositados no camião de recolha. Para evitar que os pedestres caiam ao buraco deixado pelo equipamento aquando a recolha, normalmente existe uma plataforma de segurança que ocupa esse mesmo espaço como mostrado na Figura 1.21.



Figura 1.21 - Exemplo de recolha de grua de contentores unitários [retirado de [www.suma.pt](http://www.suma.pt)]

Outra solução para enterrar os resíduos consiste em esconder os MGB's até 1000ℓ ou contentores de carga lateral até 4000ℓ numa plataforma elevatória, tipicamente atuada hidraulicamente por 2 ou 4 cilindros hidráulicos. A recolha pode então ser feita por carga traseira ou lateral. (*Ecotainer®* e *Sidetainer®*)



Figura 1.22 - Sistema de contentorização enterrada de MGB's da Tnl



Figura 1.23 - Sistema de contentorização enterrada de MGB's [retirado de [www.sinalarte.pt](http://www.sinalarte.pt)]



Figura 1.24 - Sistema de contentorização enterrada de contentores laterais [imagens Tnl]

Outra solução consiste em esconder contentores plásticos de 3000 ou 5000ℓ sob uma tampa rotativa que permite o acesso aos ganchos dos contentores para que possam ser recolhidos por grua. Tipicamente são atuados por cilindros hidráulicos ou a gás.





Figura 1.25 - Sistema de contentorização enterrada de contentores de 3000 ou 5000ℓ da Tnl



Figura 1.26 - Sistema de contentorização enterrada de 3000 ou 5000ℓ da Sotkon – à esquerda, equipamento fechado. À direita, equipamento aberto.

Outra solução consiste em enterrar compactadores com diversas capacidades desde 5000 a 23000ℓ de capacidade numa plataforma elevatória para ser recolhido por Ampliroll. Este equipamento permite um grande armazenamento, uma vez que o compactador consegue taxas de compactação comuns de 3:1, sendo por exemplo possível inserir num compactador de 17000ℓ, o equivalente a 51000ℓ, numa área típica de 7x2,5m. Requer acessibilidades e espaço de manobra para o camião poder efetuar a manobra. Este é o mercado mais disputado a nível mundial pelas vantagens de capacidade de armazenamento. As Figura 1.28 a Figura 1.30 representam exemplos destes equipamentos. Portugal apenas possui dois destes equipamentos na zona algarvia que servem hotéis, tipicamente áreas de grande produção de resíduos.

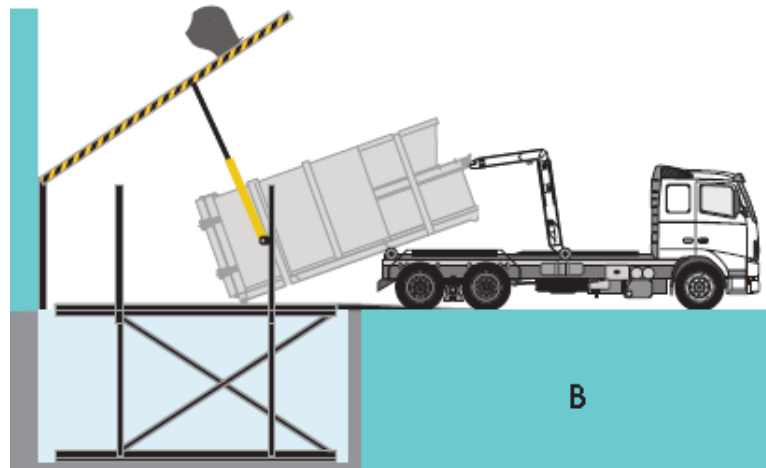


Figura 1.27 - Esquema de um equipamento de contentorização enterrada de compactadores



Figura 1.28 - Equipamento de contentorização enterrada de compactadores [retirado de [www.ecomp.fi](http://www.ecomp.fi)]



Figura 1.29 - Equipamento de contentorização enterrada de compactadores [retirado de [www.ecologia.re.it](http://www.ecologia.re.it)]





Figura 1.30 - Equipamento de contentorização enterrada de compactadores [retirado de [www.villiger.com](http://www.villiger.com)]

A tabela seguinte resume o anteriormente explicado.

Tabela 1.3 - Quadro resumo dos sistemas de contentorização mais comuns em Portugal

Tipo de contentor	Tipo de recolha típica	Sistema de recolha	Sistema de contentorização	Gama de Capacidades	Compactação
<b>MGB</b>	Seletiva	Traseira/ lateral	Superfície /enterrada	80-1100ℓ	No camião RSU
<b>Cyclea®</b>	Seletiva	Grua	Superfície	2500ℓ	No camião RSU
<b>Molok®</b>	Indiferenciados	Grua	Semienterrado	3000ℓ	
<b>Contentores metálicos /plásticos (tipo sidetainer®/ tipo unitainer)</b>	Indiferenciados /seletiva	Lateral/ grua	Enterrado	2000-5000ℓ	No camião RSU
<b>Compactador</b>	Indiferenciados	<i>Ampliroll®</i>	Superfície /Enterrado	5000 a 23000ℓ	No equipamento

Quadro resumo de sistemas de recolha de resíduos sólidos urbanos mais utilizados em Portugal:

Tabela 1.4 - Sistemas de recolha *versus* contentores recolhidos

Sistema de recolha	Contentor
Carga traseira	MGB
Grua	<i>Cyclea</i> ®, <i>Molok</i> ®, Contentores metálicos/plásticos
Carga lateral	MGB, Contentores metálicos/plásticos
<i>Ampliroll</i> ®	Compactadores

### 1.3 Apresentação da Tnl

A Tnl está no mercado dos sistemas de contentorização enterrada de resíduos oferecendo soluções orientadas para o cliente de desenvolvimento de *software* e gestão de sistemas e serviços de consultoria.

Trata-se de uma empresa de inovação tecnológica global com presença sólida no mercado desde o ano 2000, e sediada no Porto. Está presente em mais de 500 cidades e vilas em todo o mundo com mais de 30.000 contentores instalados em locais como Abu-Dhabi, Madrid, Barcelona, Dublin, Toronto, São Paulo e Joanesburgo e possui rede de filiais em Espanha, Canada, Brasil, África do Sul e Emirados Árabes Unidos. A Tnl conta neste momento com 15 colaboradores na sede do Porto e possuiu em 2013 um volume de negócios de 2,5 milhões de euros.

Além dos sistemas de contentorização que possui, que serão descritos no capítulo seguinte, desenvolveu uma solução que fornece às entidades de recolha informações sobre o estado dos seus contentores como por exemplo nível de enchimento e temperatura - o *Itwaste*®. A Figura 1.31 mostra a imagem de uma sala de controlo existente em Abu-Dhabi que permite efetuar a gestão de cada equipamento, a gestão dos seus utilizadores, a gestão da recolha e a gestão da manutenção.



Figura 1.31 – Sala de controlo de Abu-Dhabi

#### **1.4 Conclusão**

Neste capítulo foi tipificado o mercado associado à gestão dos resíduos urbanos que possui uma forte capacidade de investimento para os próximos anos, bem como os sistemas de contentorização existentes no mercado. Por fim foi apresentada a empresa que deu origem ao tema a abordar nesta dissertação.

O capítulo seguinte aborda as soluções apresentadas pela Tnl para a recolha de resíduos e descreve o equipamento a analisar.



## Capítulo 2

### Abordagem Tnl ao mercado

A Tnl – Sociedade de Equipamentos Ecológicos e Sistemas Ambientais, SA surgiu em Setembro de 2000 dedicando-se exclusivamente à comercialização de equipamentos de superfície de recolha de resíduos. No ano seguinte, iniciou-se na produção subcontratada de equipamentos enterrados e apostou desde cedo na criação do Departamento Técnico (I&D), responsável pelo desenvolvimento e implementação de novos equipamentos.

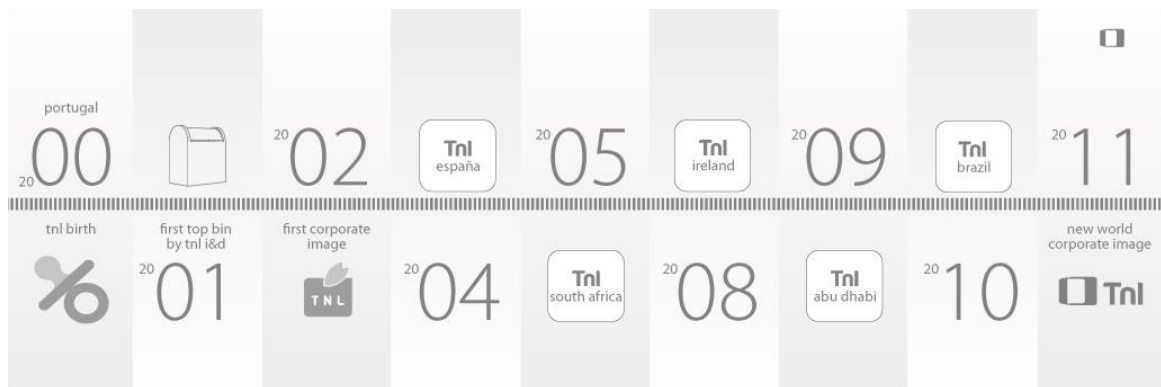


Figura 2.1 - Cronologia Tnl

A Tnl identifica-se como um centro de inovação que investe ativamente em I&D. Esta forte aposta em I&D da Tnl deve-se à procura da inovação e desenvolvimento de soluções funcionais com qualidade e capazes de ser parte integrante do meio que os rodeia, sem nunca esquecer a satisfação do cliente e o utilizador final dos seus produtos. Esta preocupação está patente nas diversas parcerias realizadas das quais resultaram produtos de grande destaque. O “Marco Oporto” é um exemplo de uma parceria de sucesso em 2001 com os arquitetos Siza

Vieira e Souto Moura. Outra parceria realizada foi com o INEGI em 2006 relativo a moldes poliméricos.

A Tnl dedica-se ao projeto e comercialização de equipamentos para recolha de resíduos com principal incidência nos contentores enterrados, dando resposta a todo o tipo de sistemas de recolha normalizados (EN1501 e ANSI Z245.1- Veículos de recolha de resíduos e aparelhos de elevação). Apesar do seu *core business* na contentorização enterrada de resíduos, a Tnl fornece um vasto leque de produtos que contempla soluções nas categorias de enterrados, superfície, mobiliário urbano *outdoor* e *indoor*.

A assinatura Tnl é “Uma necessidade, diferentes soluções”. O equilíbrio entre funcionalidade e estética é sempre tido em atenção, sem nunca descurar a segurança de utilizadores, sejam eles transeuntes ou operários de manutenção. As duas principais características que diferenciam a Tnl dos concorrentes são a constante melhoria de todos os produtos e a adaptabilidade de praticamente todos os equipamentos às necessidades do mercado e seus utilizadores.

Na secção seguinte serão apresentados os vários equipamentos enterrados – principal área de negócio da empresa - que a Tnl desenvolveu para corresponder às necessidades do mercado ou de clientes específicos e cujas tipologias foram já apresentadas no capítulo anterior.

### **Equipamentos enterrados Tnl**

Esta secção aborda os principais equipamentos enterrados Tnl desenvolvidos para o mercado. Cada equipamento enterrado, como indicado na Figura 2.2, é um composto entre a parte mais visível do equipamento – marco de deposição – e a parte enterrada: a plataforma, o(s) contentor(es) e a cuba de betão.

O processo de instalação consiste na abertura de um fosso, a nivelção do chão, a colocação da cuba de betão no fosso, a cravação da plataforma na cuba com o respetivo nivelamento da pendente da rua, o aterro e repavimentação da área circundante e tampa do equipamento e a instalação do(s) marco(s) e respetivo(s) contentor(es). De seguida serão abordados os marcos de deposição e as plataformas.

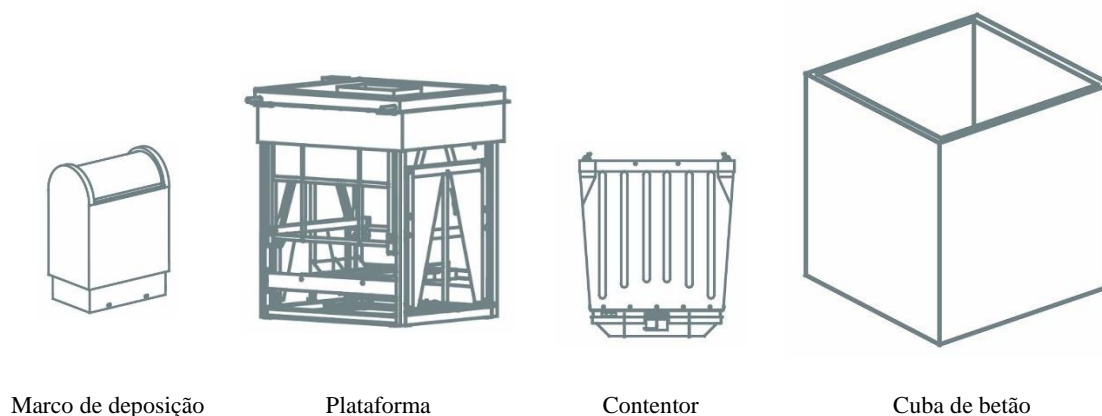


Figura 2.2 – Constituição típica de um equipamento enterrado

## **2.1 Marcos de deposição**

Os marcos de deposição são a parte mais visível do equipamento e a interface entre o utilizador e o equipamento. Alguns marcos, em virtude por exemplo das suas aberturas inferiores, são específicos para alguns equipamentos. Por questões de segurança, principalmente contra quedas inadvertidas, a maioria dos modelos Tnl possui tambor rotativo para o cidadão comum e uma porta comercial traseira de grande volume para os comerciantes. As Figura 2.3 a Figura 2.11 representam alguns dos marcos comercializados pela Tnl.



Dimensões (CxLxA) [mm]	Peso [kg]
710x440x1000	55

Figura 2.3 - Marco Atenas



Dimensões (CxLxA) [mm]	Peso [kg]
750x450x1050	80

Figura 2.4 - Marco Oporto



Dimensões (CxLxA) [mm]	Peso [kg]
710x440x1050	70

Figura 2.5 - Marco London



Dimensões (CxLxA) [mm]	Peso [kg]
710x440x1000	50

Figura 2.6 - Marco Rio



Dimensões (CxLxA) [mm]	Peso [kg]
800xx610x1140	80

Figura 2.7 - Marco Dhabi



Dimensões (CxLxA) [mm]	Peso [kg]
800x1120x1140	160

Figura 2.8 - Marco Dhabi  
Jumbo



Dimensões (CxLxA) [mm]	Peso [kg]
1000x1250x1370	280

Figura 2.9 - Marco Abu  
Jumbo



Dimensões (CxLxA) [mm]	Peso [kg]
750x505x1087	105

Figura 2.10 - Marco Bilbo  
mini



Dimensões (CxLxA) [mm]	Peso [kg]
1450x1300x850	300

Figura 2.11 - Marco Icube



## 2.2 Equipamentos

São aqui descritos os equipamentos mais comuns da Tnl. É importante relembrar, tal como foi referido no capítulo anterior, que cada equipamento tem o seu lugar no mercado, em função de diversas variáveis como, por exemplo, o volume de resíduos produzidos na área, o sistema de recolha do município ou existência de infraestruturas subterrâneas. Sendo que cada tipo de equipamento possui as suas vantagens e desvantagens.

### 2.2.1 Unitainer

O *Unitainer* é um equipamento exclusivamente mecânico e recolhido por grua, cuja capacidade pode ser de 3000 ou 5000ℓ. O marco está fixo ao contentor e à tampa do equipamento e alberga duas argolas (Figura 2.12): uma que permite segurar no equipamento e outra que controla o alçapão inferior do contentor para descarga dos resíduos. Como se pode ver na Figura 2.13, ao retirar o contentor e de modo a garantir a segurança dos transeuntes, uma plataforma de segurança sobe até ao nível do solo através de contrapesos. A Tabela 2.1 indica as características do equipamento.

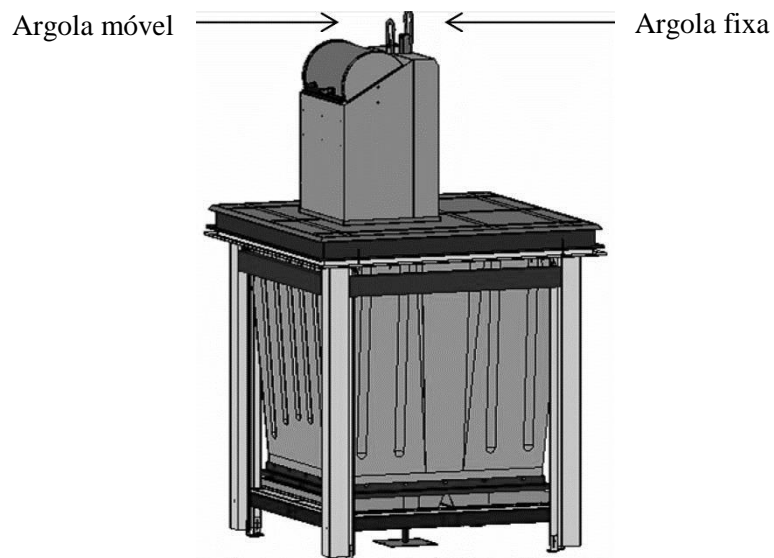


Figura 2.12 - Sistema de controlo do alçapão do contentor

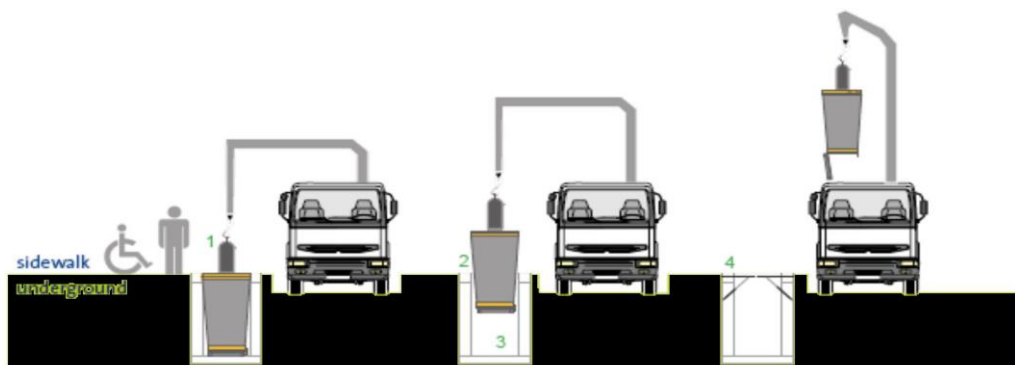


Figura 2.13 - Exemplo de recolha de um *Unitainer*®

Tabela 2.1 - Caraterísticas do *Unitainer*®

Modelo		3m <sup>3</sup>	5m <sup>3</sup>
Nº máximo de contentores		1	1
Capacidade máxima/contentor [ℓ]		3000	5000
Massa útil máxima de recolha [kg]		1200	2000
Peso da plataforma [kg]		300	380
Dimensões da plataforma	C [mm]	1450	
	L [mm]	1450	
	A [mm]	1750	2750
Material de construção		Aço de construção – S235JR	
Proteção anticorrosiva		Galvanização a quente	
Acionamento / Funcionamento		Grua / Mecânico	
Caraterísticas especiais		Acompanhamento de pendentes até 12%	
		Piso antiderrapante	
		Suporte de sobrecargas na tampa (até 1 veículo ligeiro)	
		Elevada estanquicidade da tampa	
		Compatibilidade com vários marcos de deposição	

### 2.2.2 *Citytainer*®

O *Citytainer*® é a solução Tnl para enterrar até 4 contentores plásticos de 3000 ou 5000ℓ de capacidade. O equipamento possui uma tampa angular, cujo movimento é conferido por cilindros hidráulicos de simples efeito – de 1 a 3, conforme o número de contentores – e pode ser acionado através do caminhão ou de central hidráulica – ver explicação na secção seguinte. Para a sua recolha, o operador necessita de agarrar o gancho do contentor, prendê-lo à grua e elevar o contentor para o caminhão. A Tabela 2.2 indica as caraterísticas do equipamento.



Figura 2.14 – Exemplo de Citytainer® de 2 contentores

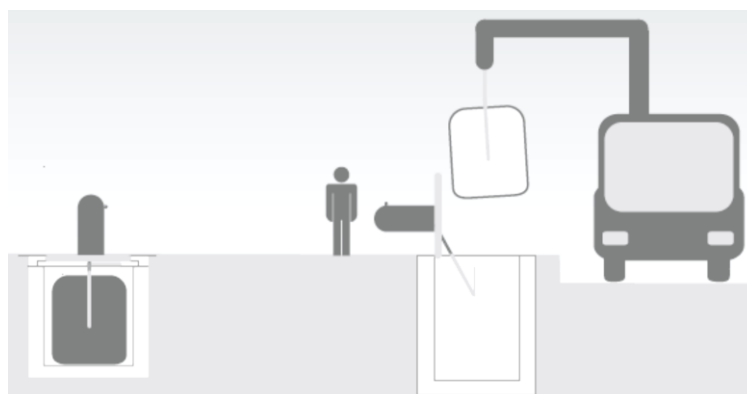


Figura 2.15 - Exemplo de recolha de um Citytainer®

Tabela 2.2 - Características do Citytainer®

Modelo		SM1	SM2	SM3	SM4
Nº máximo de contentores		1	2	3	4
Capacidade do(s) contentor(es) [ℓ]		3000 ou 5000			
Massa útil máxima de recolha / contentor [kg]		1200 (3000ℓ) ou 2000 (5000ℓ)			
Nº de cilindros da plataforma		1	2	2	3
Peso da plataforma [kg]		600	950	1200	1500
Dimensões da plataforma	C [mm]	2350	3900	5600	7100
	L [mm]	2000			
	A [mm]	2200 (3000ℓ) ou 3200 (5000ℓ)			
Material de construção		Aço de construção – S235JR			
Proteção anticorrosiva		Galvanização a quente			
Acionamento / Funcionamento		Bomba Hidráulica / Cilindros Hidráulicos			
Circuito hidráulico		Tubagem em aço inoxidável AISI 304			
		Válvula de encaixe rápido com purga			
		Válvulas de proteção de rotura de linha			
Caraterísticas especiais		Acompanhamento de pendentes até 8%			
		Rebaixo de 60mm na tampa para instalação de piso			

	Suporte de sobrecargas na tampa (até 1 veículo ligeiro)
	Compatibilidade com vários tipos de contentores de resíduos
	Elevada estanquicidade da tampa
	Possibilidade de integração com sistema de gestão
	Compatibilidade com vários marcos de deposição
Pressão de funcionamento [bar]	160
Pressão máxima [bar]	200
Potência de acionamento [kW]	5,5

### 2.2.3 Ecotainer®

O *Ecotainer*® é a solução Tnl para enterrar até 4 contentores MGB com capacidade unitária de 800 ou 1000ℓ. Este equipamento consiste numa mesa elevatória, em que praticamente toda a estrutura é móvel, apoiada em dois cilindros hidráulicos de simples efeito e uma tesoura para acomodar diferenças de carga. O movimento vertical da plataforma transporta os contentores enterrados para a superfície, expondo-os para recolha manual pelo operador, sendo compatível com veículos de recolha traseira. A Tabela 2.3 indica as características do equipamento.



Figura 2.16 – Exemplo de *Ecotainer*® de 2 contentores



Figura 2.17 - Exemplo de recolha de um *Ecotainer®*

Tabela 2.3 - Características do *Ecotainer®*

Modelo		B1	B2	B3	B4
Nº máximo de contentores		1	2	3	4
Capacidade máxima/contentor [ℓ]		1000			
Massa útil máxima de recolha [kg]		400	800	1200	1600
Peso da plataforma [kg]		1000	1200	1550	1900
Dimensões da plataforma	C [mm]	1570	2700	3850	5130
	L [mm]	1570			
	A [mm]	2060			
Material de construção		Aço de construção – S235JR			
Proteção anticorrosiva		Galvanização a quente			
Acionamento / Funcionamento		Bomba Hidráulica / Cilindros Hidráulicos			
Circuito hidráulico		Tubagem em aço inoxidável AISI 304			
		Válvula de encaixe rápido com purga			
		Válvulas de proteção de rotura de linha			
Caraterísticas especiais		Acompanhamento de pendentes até 12% (ajustável em fábrica)			
		Rebaixo de 60mm na tampa para instalação de piso			
		Suporte de sobrecargas na tampa (até 1 veículo ligeiro)			
		Compatibilidade com vários tipos de contentores de resíduos			
		Elevada estanquicidade da tampa			
		Possibilidade de integração com sistema de gestão			
		Compatibilidade com vários marcos de deposição			
Pressão de funcionamento [bar]		160			
Pressão máxima [bar]		200			
Potência de acionamento [kW]		5,5			

A abertura e fecho dos equipamentos *Citytainer®* e *Ecotainer®* é feita hidraulicamente através de uma de duas opções:

- Tomada de engate rápido (instalado na plataforma) + kit camião (instalado na viatura de recolha):

Nesta opção, o equipamento possui uma ficha (macho) de engate rápida (Figura 2.18) e o caminhão possui um enrolador de mangueira com tomada de engate rápida (fêmea). Uma válvula direcional manual ligada ao sistema hidráulico do veículo de recolha (Figura 2.19) permite fornecer a energia necessária e efetuar o controlo dos movimentos de abertura e fecho da plataforma.

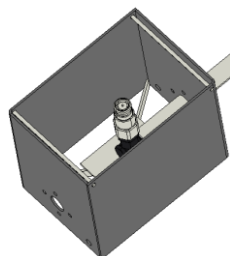


Figura 2.18 - Tomada de carga do equipamento [fonte Tnl]

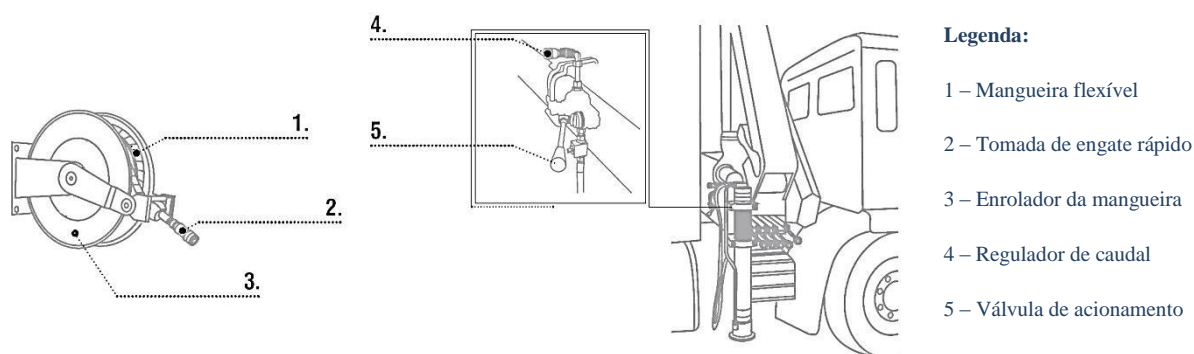


Figura 2.19 - Constituição do kit caminhão [fonte Tnl]

b. Central hidráulica:



Figura 2.20 - Central hidráulica

A central hidráulica proporciona o acionamento mais simples e automático da plataforma. Para este tipo de acionamento não é necessária a ligação de válvulas nem sequer aguardar a disponibilização de energia por parte de um caminhão, pois utiliza energia elétrica proveniente da rede. A central hidráulica dispõe de um sistema de comando operado através de comando à

distância, sendo instalada em conjunto com um quadro elétrico principal, numa cuba técnica (Figura 2.21), distinta da cuba da plataforma e sob uma tampa metálica de resguardo.

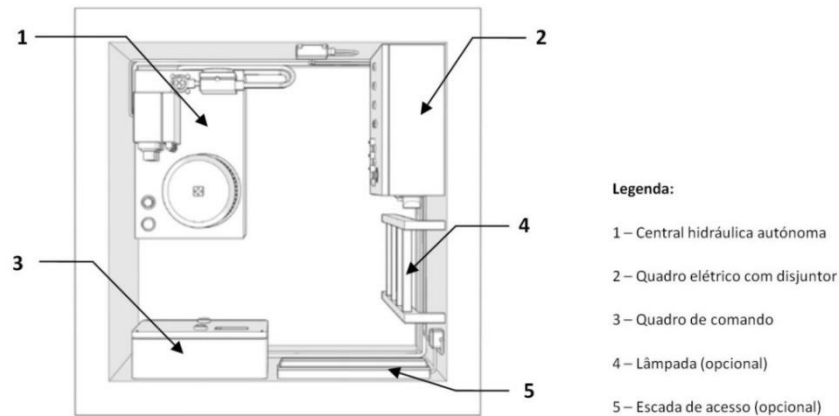


Figura 2.21 - Vista superior de uma cuba técnica

O comando à distância (Figura 2.22) é capaz de acionar a central hidráulica de forma remota. O operador apenas necessita de pressionar um botão para que o equipamento inicie o movimento, parando imediatamente quando este é libertado.



Figura 2.22 - Comando à distância

#### 2.2.4 Sidetainer®

O *Sidetainer*® é a solução Tnl para enterrar até 2 contentores de carga lateral de 3200 a 4000ℓ de capacidade. É um mecanismo semelhante ao do *Ecotainer*®, com a vantagem de ter uma tampa rotativa, permitindo que o contentor possa ser manobrado diretamente pelo caminhão. Ao contrário do *Ecotainer*®, este é um sistema tipicamente acionado por central hidráulica, sendo recolhido apenas com a intervenção do condutor do caminhão. A Tabela 2.4 indica as características do equipamento.



Figura 2.23 – Exemplo de *Sidetainer®* com 2 contentores

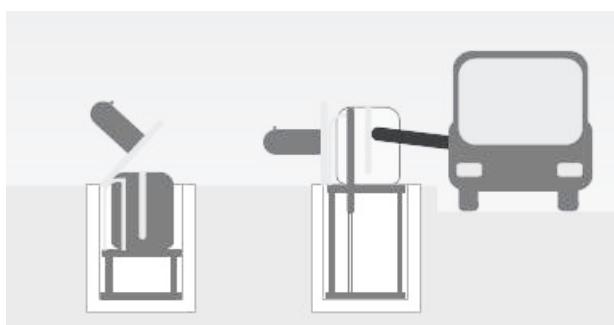


Figura 2.24 - Exemplo de recolha de um *Sidetainer®*

Tabela 2.4 - Características do *Sidetainer®*

Modelo		SD1	SD2
Nº máximo de contentores		1	2
Capacidade máxima/contentor [ℓ]		4000	
Massa útil máxima de recolha [kg]		1280	1600
Peso da plataforma [kg]		2400	3700
Dimensões da plataforma	C [mm]	2890	5000
	L [mm]	1880	
	A [mm]	2350	
Material de construção		Aço de construção – S235JR	
Proteção anticorrosiva		Galvanização a quente	
Acionamento / Funcionamento		Central Hidráulica / Cilindros Hidráulicos	
Circuito hidráulico		Tubagem em aço inoxidável AISI 304	
		Válvulas de proteção de rotura de linha	
Caraterísticas especiais		Acompanhamento de pendentes até 8% (ajustável em fábrica)	
		Rebaixo de 60mm na tampa para instalação de piso	
		Suporte de sobrecargas na tampa (até 1 veículo ligeiro)	
		Compatibilidade com vários tipos de contentores de resíduos	
		Elevada estanquicidade da tampa	
		Possibilidade de integração com sistema de gestão	
		Compatibilidade com vários marcos de deposição	



Pressão de funcionamento [bar]	160
Pressão máxima [bar]	200
Potência de acionamento [kW]	7,5

### 2.2.5 **Bigtainer®**

O *Bigtainer®* (BT) é o maior sistema da Tnl, cujo princípio assenta no depósito de resíduos num marco ao nível do solo para o interior de um compactador subterrâneo. O equipamento é composto por uma plataforma elevatória, acionada por quatro cilindros de simples efeito. Esta plataforma, no seu movimento de ascensão, eleva o compactador até ao nível da rua através da atuação de um comando remoto que aciona o equipamento por meio de central hidráulica. Este deslocamento permite a substituição do compactador cheio por um compactador vazio através de um veículo pesado com sistema de *Ampliroll®*. Em funcionamento, o único meio de interface com o utilizador depositante de resíduos é um marco que se situa na tampa da plataforma e possui duas aberturas: uma convencional de 150ℓ (tambor rotativo) e uma abertura comercial de 300ℓ de capacidade para sacos de resíduos industriais.

Trata-se de um sistema que permite, de forma segura, armazenar uma grande quantidade de resíduos uma vez que possui um volume aproximado de 20m<sup>3</sup> (16m<sup>3</sup> compactáveis) e permite uma taxa de compactação máxima de 4:1 (no caso do cartão), o que permite uma capacidade máxima de transporte de 68m<sup>3</sup> de resíduos. Estas características permitem obter vários benefícios em simultâneo. Além de retirar das ruas um elevado número de contentores de superfície, diminui a proliferação de maus cheiros e doenças, especialmente em climas mais quentes. É assim eliminado o mau aspeto visual proveniente do amontoar dos vários sacos de lixo, impede que os animais de rua espalhem o lixo dos sacos e permite uma otimização das rotas de recolha de resíduos, podendo ser atingida uma redução de custos estimada em cerca de 50% face à recolha convencional de contentores.

O maior foco de implementação do *Bigtainer®* encontra-se em Abu Dhabi com 200 equipamentos instalados. No Brasil há cerca de 10 equipamentos e em Portugal a Tnl tem instalados apenas 3 equipamentos destes no Algarve, com perspetivas de mais instalações durante o corrente ano de 2014. No Perú existe um exemplar em funcionamento desde 2012. A Tabela 2.5 indica as características do equipamento.



Figura 2.25 – Exemplo de *Bigtainer*®

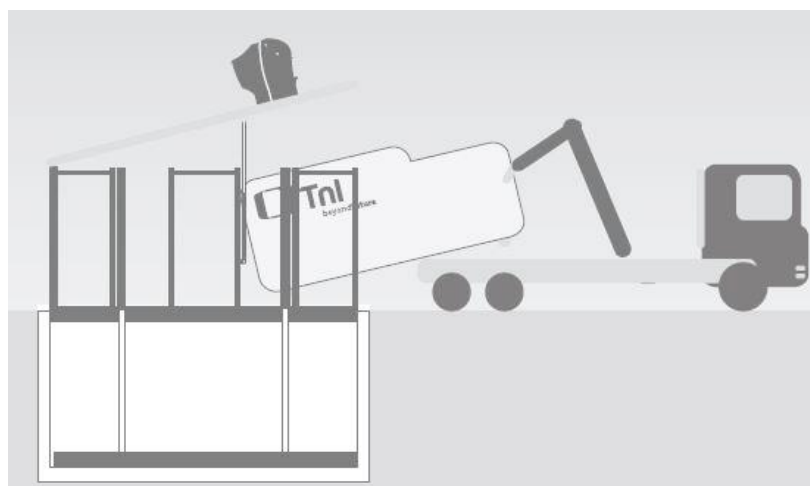


Figura 2.26 - Exemplo de recolha de um *Bigtainer*®

Tabela 2.5 - Caraterísticas do *Bigtainer*®

Caraterísticas	Valor	
Plataforma		
Dimensões globais	C [mm]	6300
	L [mm]	3300
	A [mm]	3200
Peso [kg]	7000	
Material de construção	Aço de construção – S235JR	
Proteção anticorrosiva	Galvanização a quente	
Sistema de estabilização	Tesoura mecânica + divisor de caudal	
Tipo de acionamento	Hidráulico	
Potência de acionamento [kW]	15	

Pressão de funcionamento [bar]	200	
Compactador		
Dimensões globais	C [mm]	5800
	L [mm]	2700
	A [mm]	2500
Peso [kg]	4000	
Volume nominal [m³]	20 (16 compactáveis)	
Força de compactação [kN]	340	
Taxa de compactação	Até 5:1 (variável em função do tipo de resíduo)	
Sistema de recolha	Ampliroll®	
Caraterísticas especiais	Possibilidade de integração com sistema de gestão	
	Compatibilidade com vários marcos de deposição	
	Sistema de ativação automática por sonar	
	Comunicação sem fios por GPRS	

### 2.2.5.1 Descrição do equipamento e onde é utilizado

Uma vez que a Tnl prima por se encontrar em constante melhoria dos seus produtos, é aqui apresentada toda a evolução do *Bigtainer*®, equipamento cujo funcionamento se pretende explorar.

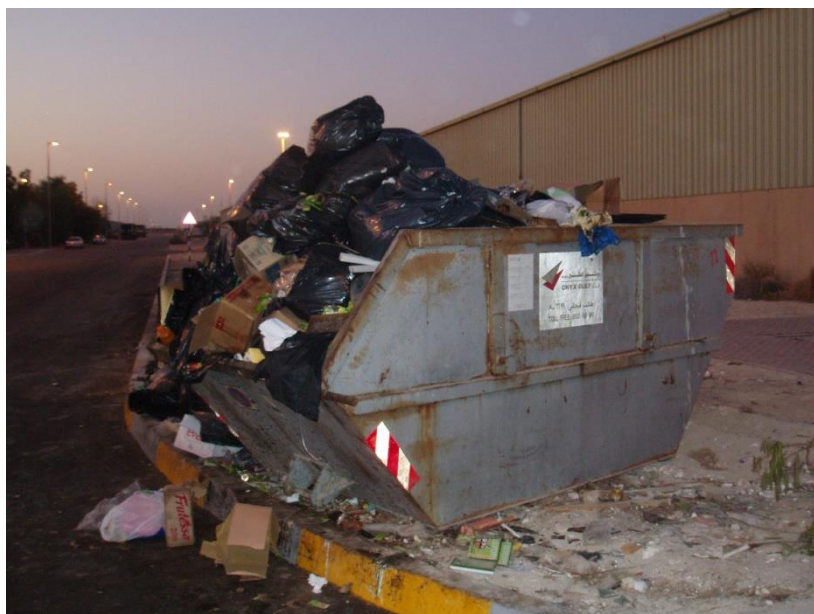


Figura 2.27 - Sistema de contentorização antes do *Bigtainer*® (Abu Dhabi 2008)

São três as versões existentes do *Bigtainer*® tendo sido impulsionadas por uma parceria com o emirado de Abu Dhabi.

O *Bigtainer*® v1 (Dez 2008 - Set 2009) foi concebido para fazer face às necessidades de um cliente que pretendia uma solução enterrada para zonas de grande produção de resíduos como mercados, hotéis ou zonas de alta densidade populacional. O projeto piloto trouxe com ele conhecimento e experiência, permitindo identificar várias melhorias que foram necessárias implementar.

### Caraterísticas do *Bigtainer*® v1

- Construção fechada demasiado robusta;
- Necessidade de 12m de espaço à frente do equipamento para a remoção do compactador (6m do compactador + 6m do camião);
- Compactador com capacidade nominal de 15m<sup>3</sup>, 12m<sup>3</sup> compactáveis;
- Custo elevado;
- Ponto de recolha individual, sem comunicações;
- Rampa hidráulica.

A seguir são apresentadas fotografias que mostram o equipamento em funcionamento.



Figura 2.28 - Elevação da plataforma do *Bigtainer*® v1 (Abu Dhabi – EAU, 2009)



Figura 2.29 - Descida da rampa da plataforma do *Bigtainer*® v1 (Abu Dhabi – EAU, 2009)



Figura 2.30 - Início da remoção do compactador do *Bigtainer*® v1 (Abu Dhabi – EAU, 2009)



Figura 2.31 - Remoção do compactador do *Bigtainer*® v1 (Abu Dhabi – EAU, 2009)

Para suprir as dificuldades encontradas no *Bigtainer*® v1, procedeu-se ao desenvolvimento de um novo equipamento, o *Bigtainer*® v2.







### **Caraterísticas do *Bigtainer*® v2**

As principais melhorias no equipamento foram:

- Aumento da capacidade do compactador pelo reposicionamento da zona de entrada dos resíduos (tremonha), agora com 20m<sup>3</sup>, sendo 16 m<sup>3</sup> compactáveis;
- Redução da área necessária para a remoção do compactador para 6m (espaço ocupado apenas pelo camião) através da rotação da tampa;
- Eliminação da rampa de remoção do compactador (já não sendo necessário o equipamento ficar a um nível superior ao do solo);
- Redução substancial de custos com mais funcionalidades;
- Melhorias de segurança como por exemplo a inserção de rede à volta da plataforma;
- Integração num sistema de gestão de resíduos em vez de um ponto de recolha individual que não fornece informações sobre o seu estado;
- Melhorias na proteção anticorrosiva dos componentes utilizados;
- Compactador OT20 produzido na Europa (o anterior era totalmente produzido nos Emirados);
- Desenvolvimento de um sistema integrado de gestão de resíduos o que permitiu um avanço relativamente à concorrência: foi introduzido um novo conceito de marco com identificação de usuário e sistemas de bloqueio das zonas de deposição que são apenas desbloqueadas com a passagem de um cartão RFID pré-configurado. Este conceito permitiu o controlo de acessos bem como a criação de históricos de utilização.



Na realidade, este modelo do *Bigtainer*® foi produzido em duas versões: a v2.0 (Set 2009-Out 2010) e a v2.1 (Out 2010 – Dez 2013).

<i>Bigtainer</i> ® v2.0	<i>Bigtainer</i> ® v2.1
 <p>Figura 2.32 - <i>Bigtainer</i>® v2.0 (fábrica)</p>	 <p>Figura 2.33 - <i>Bigtainer</i>® v2.1 (fábrica)</p>
 <p>Figura 2.34 - Aspeto do <i>Bigtainer</i>® v2.0 fechado (Málaga – Espanha, 2009)</p>	 <p>Figura 2.35 - Aspeto do <i>Bigtainer</i>® v2.1 fechado (Lima - Peru, 2012)</p>
 <p>Figura 2.36 - Vista lateral do <i>Bigtainer</i>® v2.0 aberto (Málaga – Espanha, 2009)</p>	 <p>Figura 2.37 - Vista traseira da remoção do compactador do <i>Bigtainer</i>® v2.1 (Abu Dhabi – EAU, 2010)</p>

A versão 2.0 do equipamento possui as seguintes características:

- Manutenção da construção robusta da versão 1 do equipamento;
- Acompanhamento de pendentes da rua até 3%.

A versão 2.1 foi desenvolvida com uma perspetiva de redução de custos e apresenta as seguintes diferenças relativamente à v2.0:

- Eliminação do acompanhamento de pendentes da rua;
- Redução do curso dos cilindros de abertura da tampa;
- Redesenho da estrutura e da tampa da plataforma para uma estrutura mais leve;
- Compactador (OT20) fabricado em Portugal;
- Melhoria da eletrónica (quadros elétricos mais pequenos) e programação mais cuidada;
- Opção por um divisor de caudal de menor custo.

Graças à informação do sistema integrado é possível afirmar que em Málaga, por exemplo, há 200 utilizações médias diárias da porta comercial do *Bigtainer*®. O compactador está atualmente ser a descarregado todos os dias, sendo que é enviado para o aterro às 18h e retorna às 19h30m. O histórico de alarmes revela que o compactador nunca atingiu os 75% de enchimento. Com estes dados é possível concluir que o equipamento está a ser subaproveitado, sendo possível proceder a alterações das datas de recolha que podem representar poupanças substanciais.

Dada a existência de alguns problemas com a versão atual e a evolução das necessidades do mercado, a Tnl pretende desenvolver uma nova versão do equipamento que se pretende mais fácil de transportar e instalar, mais tecnologicamente avançada e de melhor aspeto visual e qualidade.

#### **2.2.5.2 Conceito do equipamento**

Nos sistemas com gestão integrada (v2.0 e v2.1), e em cidades onde existam vários *Bigtainer*® e compactadores, é possível utilizar um sistema rotacional (com o mínimo 2 camiões) definido pelo sistema de gestão com base no nível de enchimento de cada compactador. O sistema permite que um camião recolha um compactador cheio, enquanto outro camião se desloca com um compactador vazio, colocando-o no equipamento cujo compactador foi removido anteriormente. Assim que o camião que deixou o compactador vazio fica livre, desloca-se a outro equipamento para recolher o compactador e levá-lo ao

aterro. O primeiro caminhão, assim que voltar do aterro, transporta um compactador vazio e irá colocá-lo num equipamento sem compactador, e assim sucessivamente.

O funcionamento da recolha é sequencial e tem os seguintes passos:

1. Acionamento por comando da central hidráulica;
2. Elevação da plataforma (4 cilindros simples efeito) (tempo de abertura: 60s);
3. Rotação da tampa (2 cilindros simples efeito);
4. Remoção do compactador por Ampliroll®;
5. Inserção de compactador vazio;
6. Descida da tampa e da plataforma.

### **2.2.5.3 Composição do equipamento**

O equipamento *Bigtainer*® possui os seguintes componentes:

- Cuba do equipamento, que o protege relativamente ao solo;
- Cuba técnica:
  - Tampa de resguardo;
  - Escada;
  - Quadro elétrico;
  - Central hidráulica;
  - Bomba submersível para remoção de lixiviados e águas pluviais;
- Plataforma (m= 7000 kg):
  - Base fixa;
  - Base móvel;
  - Tesoura;
  - Circuito hidráulico;
  - Tampa da plataforma;
  - Sistemas de sinalização de manobra;
- Marco para deposição de resíduos (m=300 kg):
  - Estrutura metálica do marco;
  - Sistema elétrico do marco:
    - Bloqueadores, Leitor RFID, LED RGB;



- Sensores diversos;
- Compactador (tara=4000 kg):
  - Contentor metálico;
  - Prensa de compactação;
  - Sistema hidráulico e central hidráulica independente;
  - Sistema de controlo da compactação.

#### 2.2.5.4 Vantagens e desvantagens da utilização do *Bigtainer*®

O *Bigtainer*® v2.1 apresenta as seguintes vantagens e desvantagens:

Vantagens	Desvantagens
Grande capacidade de armazenamento	Elevado investimento inicial
Integração no sistema de gestão	Dificuldade de aumentar a capacidade dos pontos de recolha
Sensorização que permite criação de históricos para recolha preventiva	Dimensões do equipamento
Preço competitivo face à concorrência	A recolha é desagregada
Higiene	Custos de manutenção elevados
Durabilidade	Difícil implementação de reciclagem – exceto se forem utilizados 3 equipamentos em conjunto
Permite a identificação de utilizador	Necessidade de energia elétrica – central hidráulica de 15kW
Boa aparência e perceção dos habitantes	
Segurança de utilização	

## **2.3 Conclusão**

Este capítulo expôs a perspectiva vanguardista da Tnl para o mercado dos resíduos, com exemplo de uma parceria de sucesso – O marco Oporto. Apresentou ainda as diferentes soluções que a Tnl possui para o mercado dos resíduos, abordando a evolução do *Bigtainer*®, equipamento com algumas necessidades de melhoria.

## Capítulo 3

### Necessidades de melhoria do Bigtainer®

O *Bigtainer*®, como projeto evolutivo, possui alguns aspetos que podem ser melhorados. Este capítulo é dedicado à sua identificação e explicação.

Este trabalho apenas aborda a versão mais recente do equipamento (2.1), uma vez que é a que possui o comportamento menos robusto, devido à obrigatória redução de custos.

Interessa neste ponto indicar que existem duas formas de utilizar a tesoura numa mesa de elevação. Esta pode ser ativa ou passiva. A tesoura ativa, tal como representado na Figura 3.1, transfere a força de elevação para a plataforma móvel através dos cilindros que a atuam diretamente. Para reduzir o espaço ocupado pela plataforma fechada, os pontos de apoio dos cilindros possuem braços pequenos, o que exige uma força considerável para elevar a plataforma. Daí o elevado diâmetro e cursos pequenos dos cilindros mostrados na Figura 3.1, para uma plataforma que tem capacidade para 2t e eleva a carga a 820mm. Por sua vez, na tesoura passiva, os cilindros hidráulicos atuam diretamente a plataforma móvel, sendo a tesoura arrastada. Aqui os cilindros necessitam de exercer uma força menor, correspondente à massa móvel da estrutura e da carga a elevar, tendo por isso um menor diâmetro. Em contrapartida têm um curso muito superior, proporcional à altura a elevar a plataforma. A Figura 3.2 mostra um exemplo de uma mesa com tesoura passiva, de um equipamento equivalente ao *Bigtainer*®. No caso do *Bigtainer*®, a plataforma está dimensionada para uma capacidade de elevação de 28t a 2690mm com 4 cilindros de simples efeito.



Figura 3.1 - Exemplo de mesa de elevação com tesoura ativa com área de 1300x800mm, capacidade de 2t e elevação a 820mm <sup>2</sup>



Figura 3.2 - Exemplo de mesa de elevação com tesoura passiva com área de 7000x3250mm, capacidade de 20t e elevação a 3300mm <sup>3</sup>

### 3.1 Sistema de estabilização do *Bigtainer*®

A plataforma móvel do *Bigtainer*® apenas necessita de se posicionar em dois pontos: plataforma totalmente aberta ou totalmente fechada. Para garantir a horizontalidade da plataforma nos movimentos de ascensão e descida da plataforma, esta está dotada de um divisor de caudal de engrenagens exteriores de 4 corpos que reparte o caudal que é fornecido a 4 cilindros hidráulicos de simples efeito. Os cilindros são montados verticalmente e atacam diretamente a plataforma móvel do equipamento. Para acomodar impactos, desalinhamentos e cargas não uniformes, este utiliza um sistema de tesoura passiva. A tampa do equipamento, por sua vez, possui 2 cilindros hidráulicos de simples efeito, sem qualquer mecanismo de divisão de caudal.

A utilização do sistema duplo de estabilização dos movimentos de translação com tesoura passiva e divisor de caudal, foi escolhido por:

- ser necessário compensar uma grande diferença na distribuição das cargas da plataforma, uma vez que a caixa de compactação na parte traseira do compactador quando cheia, possui uma massa muito superior à da parte frontal do compactador;
- ser necessário garantir um baixo erro de horizontalidade da plataforma durante os movimentos de ascensão e descida;
- ser necessária a existência de um mecanismo que absorva os impactos nos movimentos de recolha do compactador – a tesoura;
- garantir que em caso de fuga ou rebentamento de mangueira num dos 4 cilindros, a tesoura estabiliza o equipamento, permitindo subir ou descer em segurança.

---

<sup>2</sup> Retirado de [http://www.edmolift.com/en-GB/scissor\\_lift\\_table/single\\_pair\\_table/TL\\_2000/do.aspx#U3i8ECimU\\_s](http://www.edmolift.com/en-GB/scissor_lift_table/single_pair_table/TL_2000/do.aspx#U3i8ECimU_s)

<sup>3</sup> Retirado de [www.equinord.es](http://www.equinord.es)

No que diz respeito a segurança, as mesas de elevação são máquinas sujeitas à Diretiva Máquinas e seguem as normas:

- Tipo A: ISO 12100 – Princípios gerais de segurança de máquinas;
- Tipo B: EN 982 – Requisitos de segurança para sistemas hidráulicos;
- Tipo C: EN 1570 – Especificações de segurança para mesas de elevação.

### **3.2 Itens a melhorar identificados e sua análise**

São vários os itens a melhorar identificados neste equipamento, fruto da tentativa de equilíbrio entre custo e funcionalidade:

- subidas inconstantes;
- divisor de caudal ruidoso;
- circuito hidráulico com falhas de segurança contra fugas de óleo;
- tampa do equipamento com movimentos erráticos;
- fim de curso de abertura da tampa demasiado ruidoso;
- guiamento das hastes dos cilindros na subida.

De seguida são analisadas as eventuais causas dos problemas acima expostos, numa tentativa de encontrar soluções com relação custo-benefício vantajosas que permitam que o equipamento melhore as suas performances.

#### **3.2.1 Subida inconstante**

Com o compactador vazio, o sistema cumpre de forma satisfatória a sua função. Contudo, com o compactador cheio podem ser atingidos 17t de massa (4t de tara do compactador + 13t de resíduos indiferenciados compactados a uma taxa média de 3:1 – ver Tabela 1.2). Nesse caso, os centros de gravidade do compactador e da plataforma ficam desalinhados, como indicado nas Figura 3.3 e Figura 3.4, pelo que a plataforma sofre cargas desviadas. O comportamento da plataforma na subida verifica-se irregular, com movimentos inconstantes, subindo um cilindro, parando e subindo outro cilindro e parando. Além disso, a velocidade de ascensão fica substancialmente mais lenta. De seguida são explicadas em detalhe as características técnicas do equipamento.

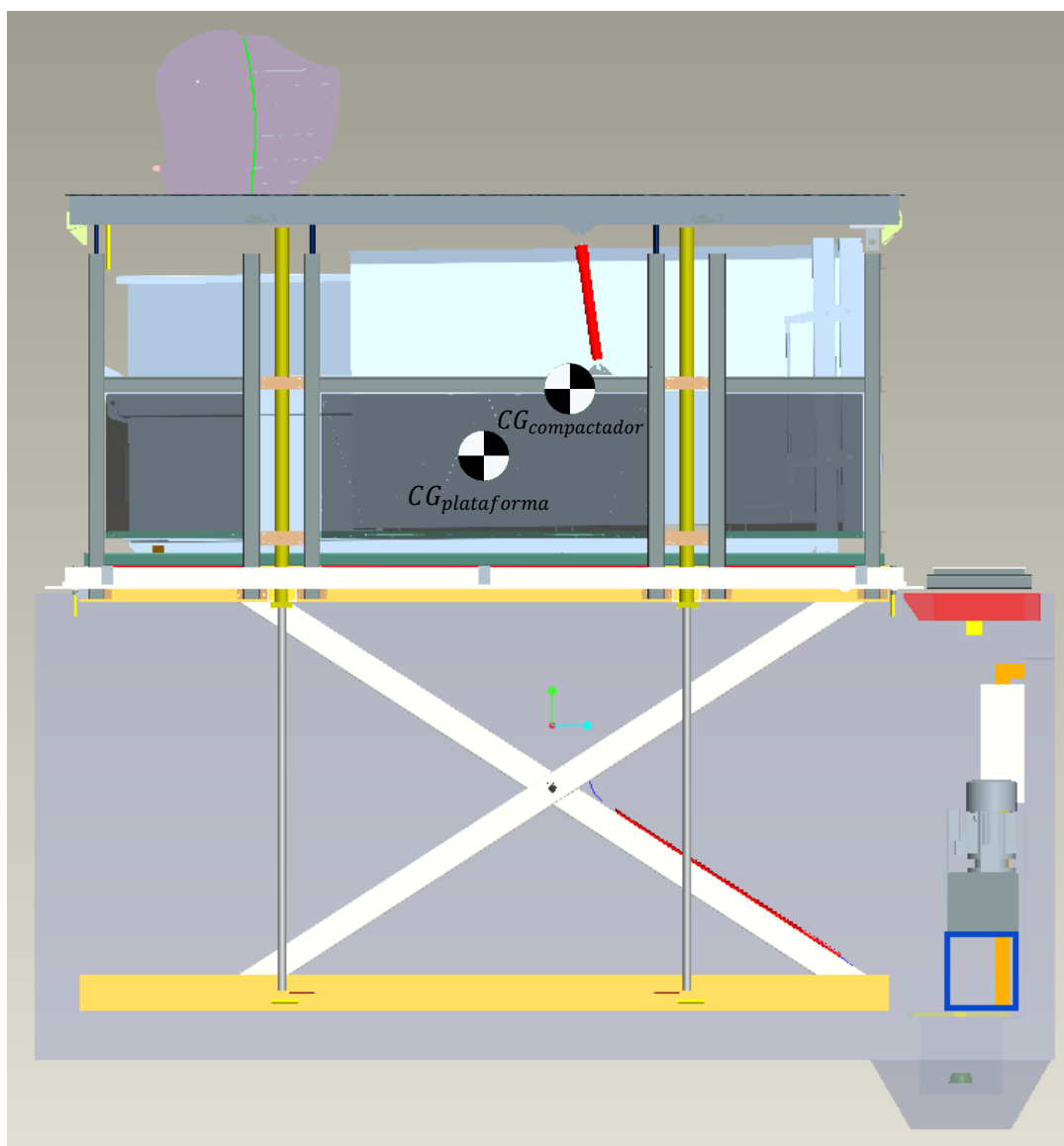


Figura 3.3 - Vista lateral do equipamento com a plataforma aberta e tampa fechada

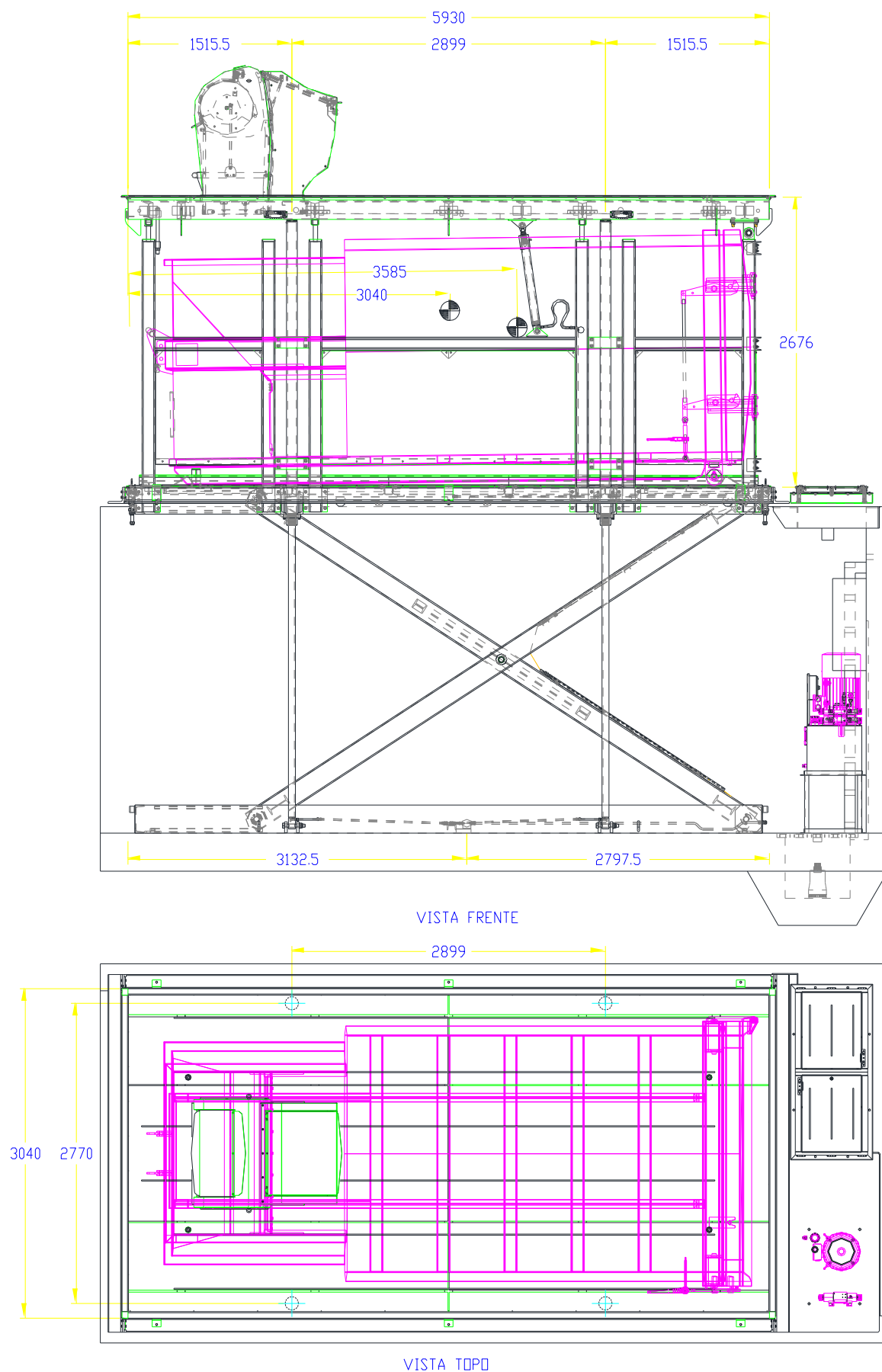


Figura 3.4 - Dimensões e cotas importantes do Bigtainer®

O circuito hidráulico, bem como as características da central hidráulica encontram-se ilustrados na Figura 3.5. À saída de cada cilindro hidráulico, encontram-se válvulas anti rebentamento das mangueiras. Existem válvulas reguladoras de caudal em cada conjunto de cilindros, para regular a velocidade de descida da plataforma, ou de subida e descida da tampa.

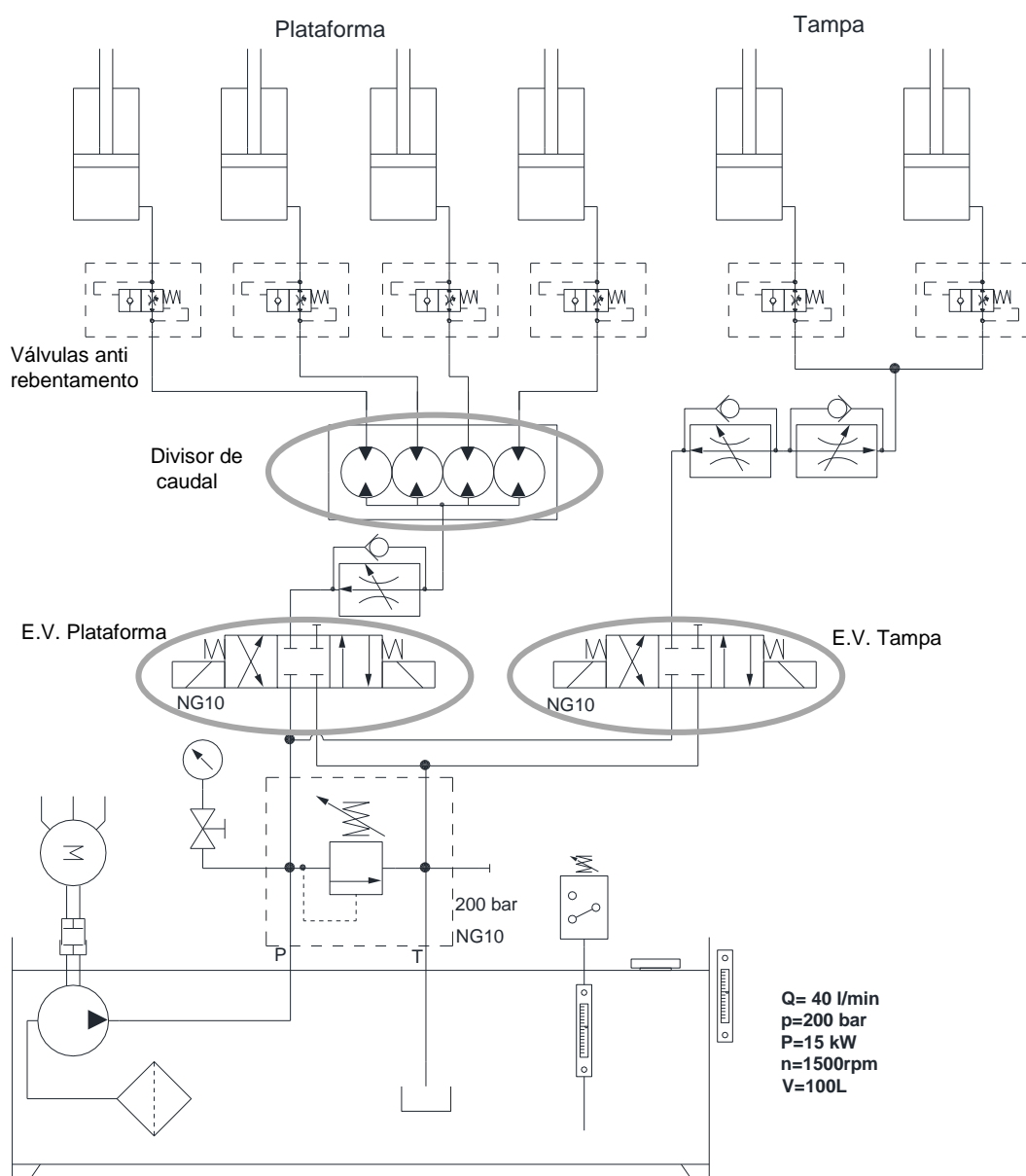


Figura 3.5- Esquema hidráulico do *Bigtainer*® v2.1

O funcionamento do circuito hidráulico é sequencial, sendo apenas comandado por um controlo remoto com 2 botões. Um para a subida e outro para a descida. Enquanto o operador mantém premido o botão de subida, a central hidráulica tem ordem de arranque e, assim que estiver pronta, o solenoide da eletroválvula da plataforma é ativado de forma a avançar os 4 cilindros da plataforma até ao fim de curso de plataforma aberta, sinalizado por meio de um detetor. Assim que este detetor é ativado, o solenoide da eletroválvula da plataforma é



desativado e o da tampa é ativado, fazendo estender os 2 cilindros da tampa até ao seu fim de curso. Só aqui, o operador liberta o botão de subir, fazendo desligar a central e deixando as eletroválvulas de gaveta nas suas posições centrais. Para descer o equipamento, o operador atua o botão de descida. Neste caso, a central hidráulica mantém-se desligada, uma vez que a gravidade permite o retorno do óleo, sendo que os solenoides atuam pela ordem inversa para fechar o equipamento.

Este circuito hidráulico foi desenvolvido (por uma empresa externa) para um trabalho contínuo máximo de 10min, uma vez por dia. A central hidráulica possui uma bomba de engrenagem exterior de cilindrada fixa. Na posição central, as eletroválvulas possuem centro fechado que serve de sustentação da plataforma e da tampa, para o curto tempo em que a plataforma é suposto estar aberta.

No movimento de avanço, o caudal da bomba alimenta o divisor de caudal que reparte o caudal igualmente, a menos de eventual erro, para cada um dos cilindros que avançam com velocidade constante. As pressões nas câmaras, são as necessárias para vencer a força resistente externa. Trata-se assim de um circuito em fonte de caudal, uma vez que a fonte, que é a bomba, impõe o caudal e a pressão é imposta pela carga. Além disso, é um circuito aberto uma vez que a bomba aspira o caudal de um reservatório e o óleo que retorna ao circuito regressa de novo ao reservatório.

Dado que a subida inconstante pode ter origem em vários motivos, como incapacidade do divisor de caudal acomodar as grandes diferenças de pressão a que os cilindros estão sujeitos ou erro no projeto dos cilindros devido ao curso elevado, de seguida são realizados alguns cálculos para poder despistar possíveis erros de projeto.

#### **3.2.1.1 Cálculo à encurvadura dos cilindros da plataforma**

Uma vez que os cilindros da plataforma apresentam um comportamento errático, uma das possibilidades é estarem a sofrer encurvadura. A Figura 3.6 apresenta o desenho de conjunto dos cilindros de simples efeito da plataforma. A cabeça do cilindro é constituída por um raspador, três cintas de guiamento e um vedante unidirecional. O êmbolo possui duas cintas de guiamento. As dimensões são as seguintes:  $\phi_{\text{haste}}=65\text{mm}$ ,  $\phi_{\text{êmbolo}}=80\text{mm}$ ,  $\ell_{\text{recolhido}}=2902\text{mm}$ , curso=2690mm.

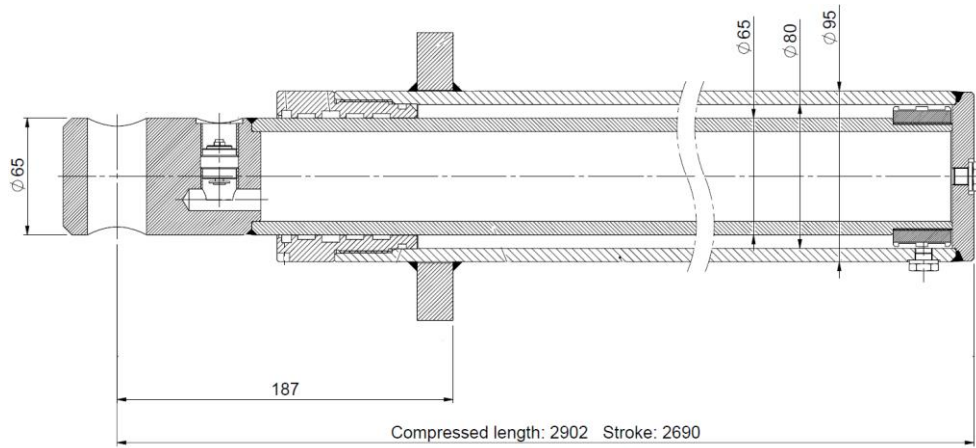


Figura 3.6 - Cilindros de simples efeito da plataforma

Foram dimensionados para uma carga unitária de 7000kg e são necessários 9 litros de óleo para fazer avançar totalmente cada cilindro. Quando totalmente avançado, o intervalo entre as cintas de guiamento mais distantes é de 90mm, inferior ao normalmente utilizado de  $2 \times \phi_{\text{haste}}$ . O valor da carga crítica de encurvadura da haste do cilindro pode ser calculada pela fórmula de Euler.

$$P_{\text{cr}} = \frac{\pi^2 E I}{\ell_{\text{eq}}^2}$$

Assim, a força máxima que a haste resiste é dada por:

$$F = \frac{P_{\text{cr}}}{S}$$

Onde  $P_{\text{cr}}$  é a carga crítica (N),  $\ell_{\text{eq}}$  é o comprimento equivalente (m),  $S$  é o fator de segurança (usualmente 2,5 a 3,5);  $E$  é o módulo de elasticidade (Pa);  $F$  é a força;  $I$  é o momento de inércia ( $\text{m}^4$ ).

Dado que a haste é furada, o momento de inércia da secção é dado por:

$$I = \frac{\pi(\phi_{\text{ext}}^4 - \phi_{\text{int}}^4)}{64} = 6,7495 \times 10^{-7} [\text{m}^4]$$

Uma vez que o cilindro é montado em posição invertida (com a haste para baixo), com a fixação na haste rigidamente ligada à estrutura e a fixação do corpo do cilindro na base móvel do equipamento que está sujeita a deformações, o comprimento livre pode ser aproximado ao curso do cilindro. O corpo é ainda guiado em 2 pontos para evitar deformação, como mostrado na Figura 3.7.

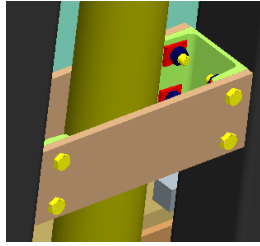


Figura 3.7 - Guiamento utilizado no corpo do cilindro [fonte Tnl]

Substituindo na fórmula da carga crítica, vem:

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 \times 210 \times 10^9 \times 6,7495 \times 10^{-7}}{2,690^2} = 193\,324 \text{ N} \sim 19332 \text{ kg}$$

Dado que, cada cilindro foi dimensionado para suportar 7000 kg de carga, este possui um fator de segurança  $S=2,7$ , valor que se encontra dentro dos comuns da indústria de 2,5 a 3,5, pelo que o problema da encurvadura não se coloca.

Este cálculo é baseado em dados teóricos e não tem em conta possíveis erros de produção dos cilindros que provoquem desalinhamentos ou falta de concentricidade entre a haste e o corpo.

### 3.2.1.2 Cálculo das pressões nos cilindros provocadas pelo desvio dos CG

Aqui são calculadas as forças a que os cilindros estão sujeitos devido ao desvio dos CG das massas a mover.

Como mostrado na Figura 3.4, a plataforma possui uma área de 5930 x 3040mm, os cilindros estão distanciados entre si de 2899mm na direção longitudinal e 2770mm na direção transversal. Uma vez que cada par de cilindros frontais e traseiros está alinhado na direção transversal, e a massa da plataforma é distribuída de igual forma, é assumido que absorvem cargas iguais. Assim, para os cálculos seguintes é utilizada a nomenclatura  $F_{cf}$  e  $F_{ct}$  que representa a força realizada por cada um dos cilindros da frente e de trás, respetivamente.

Tomando como referência a linha vertical da tampa do equipamento (quando fechada), a posição do centro de gravidade do compactador foi determinada para uma situação de carga com 16m<sup>3</sup> de resíduos indiferenciados compactados e 4m<sup>3</sup> de resíduos indiferenciados não compactados, que perfaz um total de 13000kg (consultar Tabela 1.2), aos quais são acrescidos 4000kg de tara do compactador. A simulação no modelo 3D permite determinar que o centro de gravidade se situa a 3585mm da origem.

Já a posição do centro de gravidade da massa que os cilindros elevam na plataforma  $F_{Gplat}$ , é determinada tendo em conta a base móvel, estrutura vertical, tampa, piso e marco de deposição e situa-se a 3040mm de distância. A diferença entre os centros de gravidade é assim de 545mm.

Recorrendo a uma equação de equilíbrio estático, é possível calcular a força a que cada par de cilindros está sujeita pelo desvio dos centros de gravidade no pior dos casos. Este cálculo não tem em conta a existência do divisor de caudal.

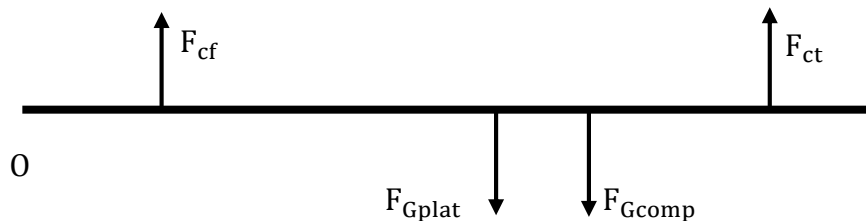


Figura 3.8 - Representação das forças atuantes na plataforma móvel

Assim, vem:

$$\begin{cases} \sum F_y = 0 \\ \sum M_O = 0 \end{cases} \Leftrightarrow \begin{cases} 2 F_{cf} + 2 F_{ct} = F_{Gplat} + F_{Gcomp} \\ \overline{OF_{cf}} \times 2 F_{cf} + \overline{OF_{ct}} \times 2 F_{ct} - \overline{OF_{Gplat}} \times F_{Gplat} - \overline{OF_{Gcomp}} \times F_{Gcomp} = 0 \end{cases}$$

Que resulta em:

$$\begin{cases} F_{cf} = \frac{F_{Gplat} + F_{Gcomp}}{2} - F_{ct} \\ F_{ct} = \frac{F_{Gplat} (\overline{OF_{cf}} - \overline{OF_{Gplat}}) + F_{Gcomp} (\overline{OF_{cf}} - \overline{OF_{Gcomp}})}{2 (\overline{OF_{cf}} - \overline{OF_{ct}})} \end{cases}$$

Tabela 3.1 - Forças e distâncias para o cálculo estático da plataforma

$F_{Gplat}$	102 400 N	$\overline{OF_{Gplat}}$	3040 mm
$F_{Gcomp}$	170 000 N	$\overline{OF_{Gcomp}}$	3585 mm
$F_{cf}$	?	$\overline{OF_{cf}}$	1515 mm
$F_{ct}$	?	$\overline{OF_{ct}}$	4414 mm

### **Compactador na carga máxima**

Substituindo os valores da Tabela 3.1 nas duas equações acima, vem que a força realizada por cada um dos cilindros seria de  $F_{cf} = 48,6$  kN e  $F_{ct} = 87,6$  kN. Dado que os cilindros possuem uma haste furada de diâmetro 65mm (ver Figura 3.6), isto equivaleria a uma pressão  $p_{cf} = 146$ bar e  $p_{ct} = 264$ bar, representando uma diferença de 45% nas forças realizadas pelos cilindros e 118bar nas pressões.

### **Sem compactador**

A título comparativo, sem o compactador os valores das forças e pressões dos cilindros seriam  $F_{cf} = 24,3\text{kN}$  e  $F_{ct} = 26,9\text{kN}$ , que correspondem a  $p_{cf} = 73\text{bar}$  e  $p_{ct} = 81\text{bar}$ , o que representa uma diferença espectável de apenas de 10% nas forças dos cilindros e 8bar nas pressões.

Na secção anterior, foi referido que cada cilindro foi dimensionado para suportar uma carga de 70kN. Tendo em conta que a carga máxima prevista da plataforma são 280kN ( $\approx 102\text{kN}$  da plataforma e 170kN do compactador) e que existem 4 cilindros, os 70kN por cilindro apenas seriam atingidos se não existisse desalinhamento nos centros de gravidade. O desalinhamento obriga a que os cilindros traseiros necessitem de realizar mais força que os cilindros da frente para levantar a carga. Uma vez que a pressão máxima de trabalho de 200bar não pode ser ultrapassada, o sistema hidráulico adota um comportamento já relatado, que consiste na notória perda de velocidade na subida da plataforma móvel quando o compactador se encontra carregado, sendo tanto menor a velocidade quanto maior a carga do compactador. O motivo para a variação de velocidade pode ser explicado pela saturação da válvula limitadora de pressão representada na Figura 3.9. A linha de saturação define o limite para além do qual a válvula não deve ser utilizada e que a faz atuar como um estrangulador. As restantes curvas da figura indicam os diferentes declives do caudal para pressões distintas.

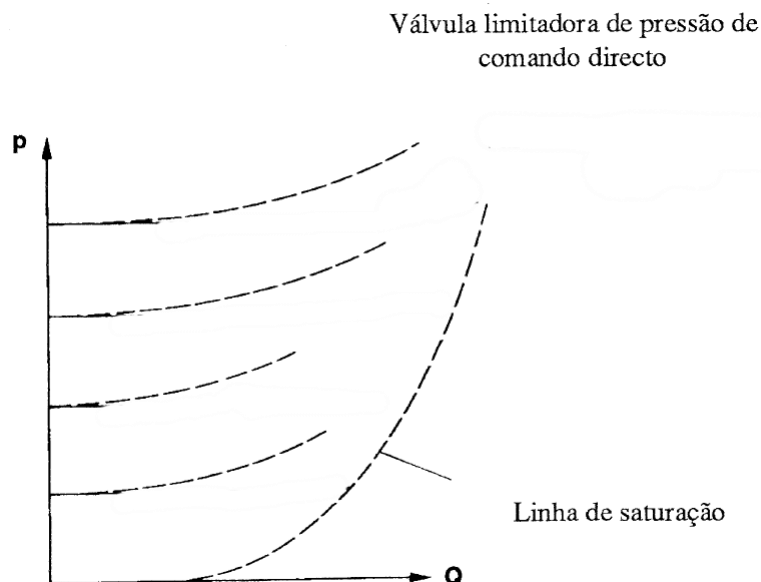


Figura 3.9 - Curva caraterística exemplificativa de válvulas limitadoras de pressão de comando direto  
[retirado de [7]]

Sabendo que a pressão da bomba limita a força que os cilindros hidráulicos podem exercer e, uma vez que não há qualquer mecanismo hidráulico de multiplicação da força, através da reconfiguração das expressões anteriores que permitiram o cálculo das forças dos cilindros, é possível determinar qual a diferença de pressões máxima que os cilindros sofrem em trabalho.

Admitindo que a pressão máxima de 200bar será sempre “sentida” pelos cilindros traseiros (mais próximos do centro de gravidade do compactador), tal limita a força gravítica do compactador  $F_{G_{comp}}$  a aproximadamente 110,5kN, a que corresponde uma força de 40,0kN realizada por cada um dos cilindros da frente. A força realizada pelos cilindros da frente é atingida para uma pressão de 121bar, que resulta numa diferença de pressões de 79bar entre os cilindros da frente e de trás.

Aqui é possível verificar que em vez dos 170kN previstos para o compactador, apenas é possível fazer ascender uma carga com 110,5kN.

### **3.2.1.3 Análise do divisor de caudal**

Como indicado na secção anterior, os cilindros necessitam de pressões diferentes para se movimentar sincronamente. É a existência do divisor de caudal que permite que as pressões nos cilindros sejam distintas, limitadas pela pressão máxima da bomba, mas que teoricamente se movam à mesma velocidade.

Em seguida é analisado o divisor de caudal, de forma a verificar a sua correta aplicação. O divisor de caudal utilizado é da marca Vincke, tem 4 corpos e válvulas de refasagem para melhorar o sincronismo dos cilindros. É mostrado na Figura 3.10 e Figura 3.11.

O fabricante do divisor informa que o erro nominal da distribuição é de 15% para uma velocidade de 3000rpm e para diferenças de pressão de 100bar entre saídas, para um óleo a 40°C e uma viscosidade cinemática de 35 cSt. A Tabela 3.2 mostra as características do divisor de caudal.

Dado que a bomba da central hidráulica debita 40ℓ/min, cada elemento recebe:

$$q_i[\ell/\text{min}] = \frac{Q_{\text{bomba}}}{n_{\text{corpos}}} = \frac{40}{4} = 10 \ell/\text{min}$$

A cilindrada teórica de cada elemento é dada pela equação abaixo, sendo que o fabricante recomenda velocidades de 2000rpm para uma boa relação entre rendimento volumétrico e ruído.

$$c_{i\text{teórica}}[\text{cm}^3/\text{rot}] = \frac{q_i \times 1000}{n_{\text{engrenagens}}} = \frac{10 \times 1000}{2000} = 5,0 \text{ cm}^3/\text{rot}$$

De entre as cilindradas efetivas disponíveis, escolhe-se a menor mais próxima da teórica, que no caso da Vincke é 4,2 cm<sup>3</sup>/rot. Pelo facto da cilindrada escolhida ser menor que a teórica, o divisor terá de rodar a uma velocidade superior para garantir os 10ℓ/min para cada elemento. Assim, a velocidade de rotação efetiva é dada por:

$$n_{\text{engrenagens}}[\text{rpm}] = \frac{q_i \times 1000}{c_{i\text{efetiva}}} = \frac{10 \times 1000}{4,2} = 2381 \text{ rpm}$$

A velocidade determinada encontra-se dentro dos valores recomendados de 2000 a 4000 rpm.



Figura 3.10 – Imagem do divisor de caudal utilizado no *Bigtainer*®



Figura 3.11 - Divisor de caudal aplicado no *Bigtainer*®

Tabela 3.2 - Caraterísticas do divisor de caudal do *Bigtainer*® e regime de utilização

Tipo	Caraterísticas do fabricante	Regime de utilização do equipamento
	Divisor de engrenagens exteriores	
<b>Cilindrada [cm<sup>3</sup>]</b>	4,2	
<b>Velocidade [rpm]</b>	2000-4000	<b>2381</b>
<b>Caudal por saída [ℓ/min]</b>	8,4 a 16,8	10
<b>Pressão de trabalho [bar]</b>	210	200
<b>Erro nominal na distribuição*</b>	15%	

\*Erro para uma velocidade de 3000rpm e diferenças de pressão entre secções de 100bar.

Apesar do regime de velocidade se encontrar dentro dos parâmetros previstos, o elevado ruído que as 4 engrenagens de dentado reto a rodar próximo das 2400 rpm geram é acusticamente amplificado por estar numa cuba e fixo à estrutura do *Bigtainer*® sem qualquer absorvedor de vibrações.

Para a análise do erro na distribuição dos corpos, considere-se o cenário da Figura 3.12. Seja S definido como o curso e L a distância entre os cilindros. Se o cilindro 1 se deslocar mais rápido que o cilindro 2, origina uma inclinação  $\alpha$  que é dada pela relação  $\tan(\alpha) = \Delta S/L$ .

Dado que o caudal fornecido aos cilindros é uma função do tempo, a diferença de alturas entre os dois cilindros pode ser dada por  $\Delta S = v_1 \cdot t - v_2 \cdot t$ . A diferença entre as duas velocidades é representada por  $v_1 - v_2 = \Delta v$ . Substituindo as expressões, tem-se  $\Delta S = \Delta v \cdot t$ . Da definição de velocidade, é possível obter a relação  $t = S/v$ , o que resulta em  $\Delta S = \Delta v \cdot S/v$ .

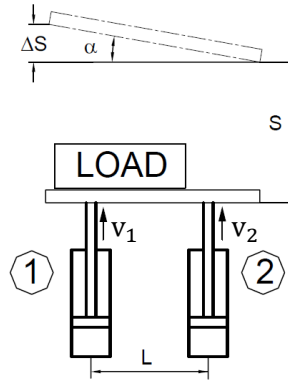


Figura 3.12 - Inclinação da plataforma (retirado de *hydraulics and pneumatics*)

Assim, substituindo na expressão original, tem-se:  $\tan(\alpha) = \frac{\Delta v \cdot S}{v \cdot L}$ .

De onde é possível obter:  $\alpha = \tan^{-1} \left( \frac{\Delta v}{v} \cdot \frac{S}{L} \right)$ .

Se a distância entre os cilindros (L) fosse igual ao curso dos cilindros (S) e igual a 1m, viria, para vários erros de distribuição:

$\frac{\Delta v}{v}$	$\alpha$
1%	0,6°
5%	2,9°
10%	5,7°

No caso do *Bigtainer*®, estudando apenas a distribuição longitudinal, tem-se L=2899mm e S=2690mm, o que se traduz nas inclinações  $\alpha$  indicadas abaixo:

$\frac{\Delta v}{v}$	$\alpha$
1%	0,5°
5%	2,7°
10%	5,3°
15%	7,9°



Mesmo não sendo possível medir as pressões em cada cilindro de um *Bigtainer*® por não haver nenhum disponível nas proximidades, é possível tecer algumas conclusões acerca do erro máximo de fornecimento do divisor de caudal no equipamento:

- para a pressão de trabalho (e pressão máxima) de 200bar aplicada aos cilindros traseiros, os cilindros da frente necessitariam apenas de 121bar. Admitindo que o erro na distribuição é linear com a variação das pressões, isso resultaria num erro de 12% na distribuição;
- por observação do equipamento em funcionamento na carga máxima, a inclinação longitudinal não é superior a 3°.

Contudo, a sincronização dos cilindros deste equipamento não depende exclusivamente do divisor de caudal, já que possui uma tesoura que força mecanicamente o equilíbrio da estrutura. Assim, o erro da distribuição do divisor deverá ser sempre relacionado com (e será tanto menor quanto maior) a rigidez da tesoura.

Uma vez que a tesoura contribui para a sincronização dos cilindros e possui elementos móveis, este, por outro lado, poderá ser um dos elementos que contribui para a falta de sincronismo, já que os empenos dos tubos após a galvanização são correntes e difíceis de corrigir, tendo havido relatos de ruídos em alguns equipamentos cujas causas não foram possíveis identificar. A possível falta de rigidez da tesoura não é posta de parte.

#### **3.2.1.4 Compressibilidade do fluido utilizado**

Apesar de, tipicamente o fluido hidráulico ser tratado como incompressível em aplicações pouco dinâmicas com pressões e volume de fluido moderados, a compressibilidade é uma propriedade que poderá não ser negligenciável. A compressibilidade de um fluido,  $K$ , é calculada pelo inverso do módulo de compressibilidade,  $\beta$ , que representa a razão entre a pressão exercida sobre um corpo e a variação relativa do seu volume (Figura 3.13) e é expressa em unidades inversas de pressão. Quanto maior o módulo de compressibilidade, mais “rigidamente” responde um circuito hidráulico. Basta contudo, que o óleo possua 1% de ar misturado a 20°C para que o módulo de compressibilidade reduza para 55% do seu valor original [8], tornando o seu funcionamento “esponjoso”. A expressão da compressibilidade é dada por  $K = -\frac{1}{V} \frac{\Delta V}{\Delta p}$ , em que  $\frac{\Delta V}{\Delta p}$  é a razão da variação do volume com a pressão. O módulo de compressibilidade  $\beta = -V_0 \frac{\Delta p}{\Delta V}$  é, contudo, afetado quer pela pressão quer pela temperatura, como exemplificado na Figura 3.14.

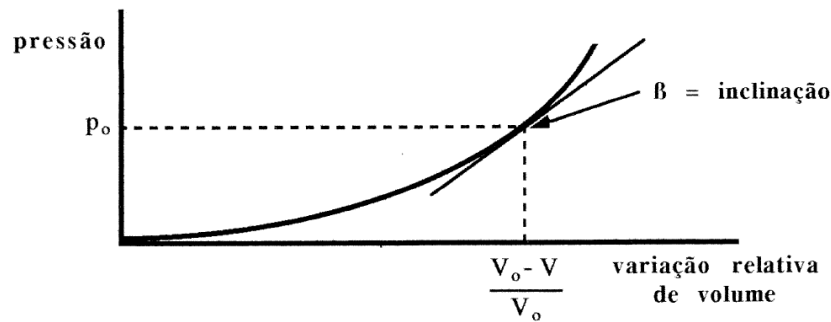


Figura 3.13 - Módulo de compressibilidade de um fluido [7]

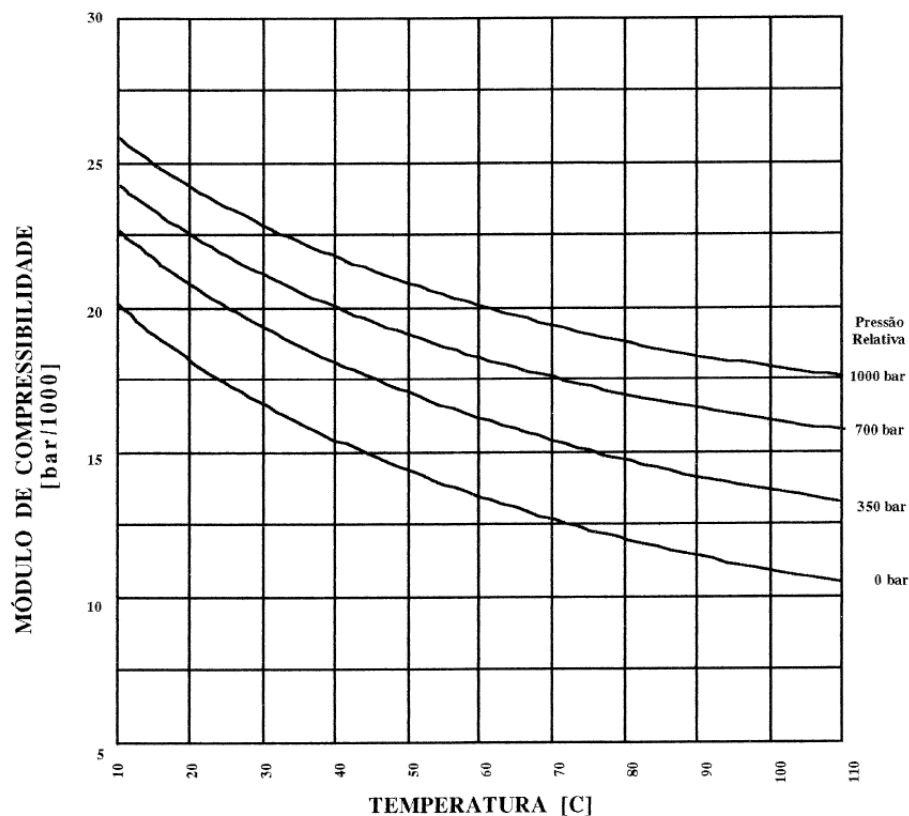


Figura 3.14 - Variação do módulo de compressibilidade com a pressão e a temperatura de um óleo Shell Tellus 37 [7]

A quantificação do módulo de compressibilidade de fluídos hidráulicos é dada, por exemplo, através de Kambic [9], em que para um óleo ISO VG 46 com um índice de viscosidade (IV) de 119, o módulo de compressibilidade varia com a pressão como indicado na Tabela 3.3. Valores semelhantes podem ser consultados graficamente na Figura 3.15, retirada de Peter Rohner [10].

Tabela 3.3 - Módulo de compressibilidade de um óleo ISO VG46

Pressão do óleo [bar]	Módulo de compressibilidade $\beta$ [bar]	Variação relativa de volume (%)
0	16400	-
50	16900	0,3%
100	17400	0,5%
200	18600	1,1%
400	21500	1,9%

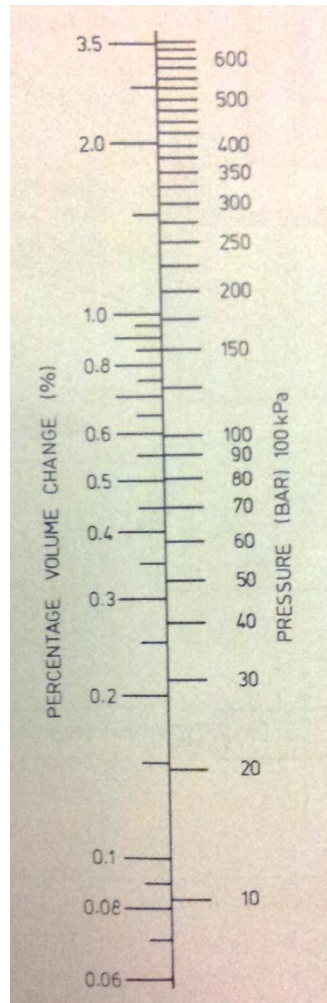


Figura 3.15 - Variação do módulo de compressibilidade com a pressão [10]

Tendo em conta os valores do módulo de compressibilidade da Tabela 3.3, no *Bigtainer*®, a 200bar, será possível considerar, no melhor dos casos, uma variação relativa de volume de 1,1%. Este valor pode duplicar, se for tido em conta a existência de possíveis bolhas de ar resultantes de possíveis purgas incompletas ao sistema hidráulico.

Assim, 1,1% de variação de volume devido a compressibilidade no óleo, no curso de 2690mm dos cilindros do *Bigtainer*® representa 29,6mm (ou 59,2mm, no pior dos casos), repartidos

pelos 4 cilindros do equipamento, ou então 29,6mm nos cilindros traseiros ( $p_{\max}=200\text{bar}$ ) e 18,8mm nos cilindros da frente ( $\approx 0,7\%$  variação de volume à pressão de 120bar), o que poderia dar origem a uma diferença de alturas máxima entre os cilindros de:  $29,6 - 18,8 = 11,0\text{mm}$ .

O fabricante da central hidráulica recomenda a utilização de óleos com valores de viscosidade cinemática de 45 a 68 cSt (centiStoke) a 40°C, de acordo com a norma DIN 51524 parte 2 classe HLP e ISO 6743/4-HM.

O óleo utilizado é da classe HM (ISO 11158, anteriormente designado por HLP segundo a norma DIN 51524)<sup>4</sup>. Possui, por isso, bases parafínicas refinadas e é aditivado contra o desgaste com fósforo (P). Tem as seguintes características:

- grande capacidade de separação de contaminantes por água (demulsibilidade);
- elevada resistência à formação de espuma;
- alta capacidade anti desgaste;
- resistência à formação de lodos e depósitos;
- elevada proteção contra a corrosão e a ferrugem;
- alta resistência à oxidação;
- excelente comportamento com juntas e elastómeros. Evita fugas;
- excelente filtrabilidade.

### **Relação viscosidade - temperatura**

Por ser o óleo mais comum na indústria hidráulica, logo mais fácil de encontrar, utiliza-se o óleo com Grau ISO 46 (ISO-VG46). A Tabela 3.5 revela as suas propriedades físicas, comparando-as com os Graus ISO imediatamente anterior e posterior, de um fornecedor – Cepsa. O índice de viscosidade (IV), é uma grandeza adimensional que caracteriza a variação da viscosidade com a temperatura. Foi tomado como valor 0, um óleo nafténico (altamente variável com a temperatura) e 100 um óleo parafínico (menos variável com a temperatura). Existem contudo, índices de viscosidade superiores a 100 devido à utilização de aditivos melhoradores do IV. O IV do ISO-VG46 HM da Cepsa é de 100, refletindo a relativa menor variação da viscosidade com a temperatura [11].

---

<sup>4</sup> Retirado de [http://www.oelcheck.de/fileadmin/oelcheck/pdf\\_eng/oelchecker/EN\\_oelchecker\\_sommer2013.pdf](http://www.oelcheck.de/fileadmin/oelcheck/pdf_eng/oelchecker/EN_oelchecker_sommer2013.pdf)

A viscosidade caracteriza a resistência de um fluido ao escoamento, a uma dada temperatura. Os óleos hidráulicos seguem a lei de Newton da viscosidade, onde a tensão de corte é proporcional ao gradiente de velocidades entre uma superfície fixa e uma superfície móvel  $\tau = \mu \frac{\partial v}{\partial y}$ , onde  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido. A viscosidade cinemática ( $\nu$ ) é a razão entre a viscosidade dinâmica e a densidade. As unidades da viscosidade são representadas na Tabela 3.4 [11].

Tabela 3.4 - Unidades da viscosidade

Viscosidade	Dimensão	CGS	SI
$\mu$ (dinâmica)	$ML^{-1}T^{-1}$	Poise (po) = g/cm.s	Pa.s
$\nu$ (cinemática)	$L^2T^{-1}$	Stokes (St) = cm <sup>2</sup> /s	m <sup>2</sup> /s

$$1\text{Pa.s}=10\text{ Po}; 1\text{m}^2/\text{s}=10^4\text{ St}$$

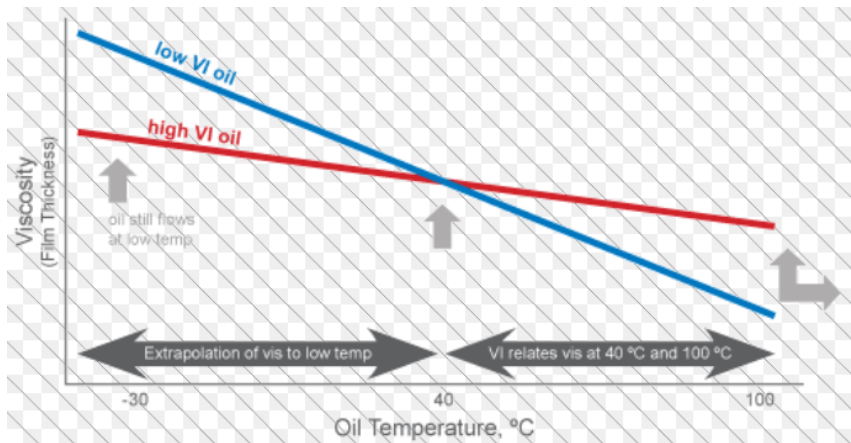


Figura 3.16 - Relação entre um óleo com alto valor de IV vs baixo valor IV [retirado de [www.oronite.com](http://www.oronite.com)]

São várias, as equações para a relação viscosidade-temperatura. Entre as mais utilizadas está a

equação de Vogel, definida pela equação  $\mu_0 = ae^{\frac{b}{T_A - c}}$  [12], onde

- $a, b, c, d$  são constantes;
- $\mu_0$  é a viscosidade dinâmica à pressão atmosférica [Pa.s];
- $T_A$  é a temperatura absoluta [K].

Para valores de viscosidade cinemática e densidade, a uma temperatura definida, o valor da viscosidade dinâmica é dado por  $\nu = \frac{\mu}{\rho}$ .

Tabela 3.5 - Propriedades físicas dos fluídos hidráulicos HM ISO-VG 32, ISO-VG 46 e ISO-VG 68<sup>5</sup>

Caraterísticas	HM - Grau ISO		
	32	46	68
Massa volúmica $\rho$ a 15°C, [kg/m <sup>3</sup> ]	875	880	882
Viscosidade cinemática $\nu$ a 40°C [mm <sup>2</sup> /s]	30,5	46,4	68
Viscosidade cinemática $\nu$ a 100°C [mm <sup>2</sup> /s]	5,23	6,83	8,69
Varição relativa de viscosidade cinemática (%)	82,9%	85,3%	87,2%
Índice de viscosidade (IV)	100	100	98

### **Relação viscosidade – pressão - temperatura**

Além da temperatura, a viscosidade de um fluído é também dependente da pressão a que está submetido, havendo uma tendência para a viscosidade aumentar com o aumento da pressão. A equação de Barus ( $\mu = \mu_0 e^{\alpha p}$ ), é a que melhor descreve a variação da viscosidade com a pressão, onde:

- $\mu$  é a viscosidade dinâmica à pressão  $p$  [Pa.s];
- $\mu_0$  é a viscosidade dinâmica à pressão atmosférica [Pa.s];
- $\alpha$  é um coeficiente pressão-viscosidade que depende da pressão e temperatura [1/Pa.s], e para óleos minerais de base parafínica pode ser calculado por  $\alpha(T) = \frac{1}{334 + 3,2557 T}$  [bar<sup>-1</sup>] [12].

Assim, foi possível a Knezevic e Savic modelarem graficamente a variação da viscosidade do óleo HM46 com a pressão e a temperatura, como é indicado na Figura 3.17. O gráfico seguinte traduz uma ampliação da gama de temperaturas de 30 a 70°C, onde é possível verificar que as maiores variações de viscosidade, se situam a baixas temperaturas (0°C) e a pressões elevadas (500bar). Na gama de pressões do nosso sistema 60°C e 200 bar, a variação da viscosidade dinâmica não é significativa.

Recorrendo às propriedades dos fluídos no *Matlab*®, é possível obter graficamente a variação da viscosidade, densidade e módulo de compressibilidade do óleo com a temperatura, ver Figura 3.18.

<sup>5</sup> Adaptado de

[http://www.cepsa.com/stfls/CepsaCom/Lubricantes/Ficheros\\_lubricantes/ficheros/pdf/HIDRAULICO\\_HM.pdf](http://www.cepsa.com/stfls/CepsaCom/Lubricantes/Ficheros_lubricantes/ficheros/pdf/HIDRAULICO_HM.pdf)

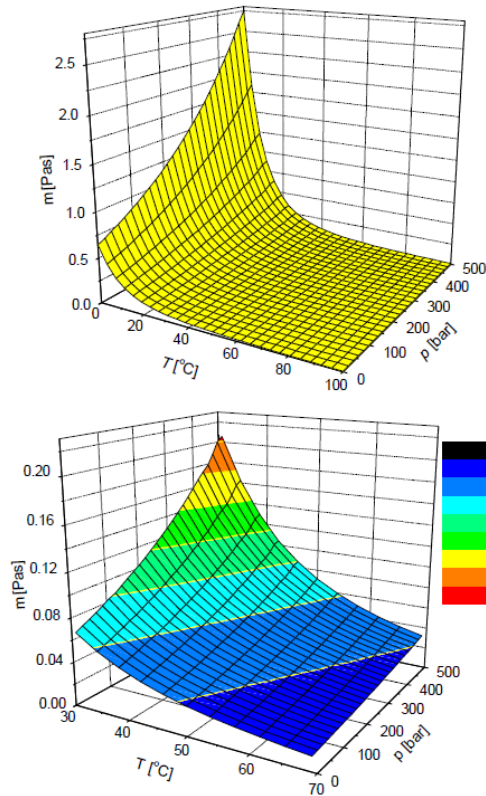


Figura 3.17 - Variação da viscosidade dinâmica do óleo mineral HM46 como função da temperatura e pressão

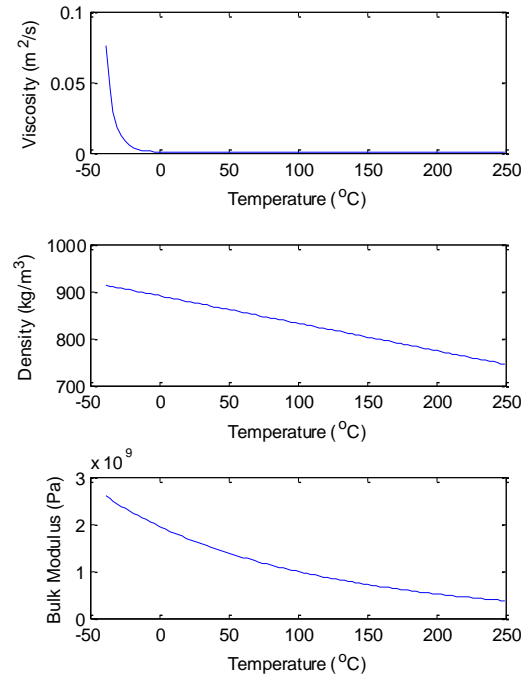


Figura 3.18 - Propriedades do óleo ISO VG 46 (ESSO UNIVIS N46) [retirado de Matlab®]

### 3.2.2 Circuito hidráulico inseguro contra fugas de óleo

Outro dos problemas que o equipamento revela, é o facto do circuito hidráulico apresentar alguns aspetos técnicos menos cuidados. Apesar do equipamento ter sido desenhado para apenas se manter elevado durante 10 minutos – exceto em casos de manutenção – a sustentação do equipamento e da tampa, está dependente das duas válvulas de comando de gaveta em vez de válvulas de assento cónico.

### 3.2.3 Movimentos erráticos da tampa

Para diminuir o custo do equipamento, uma das opções tomadas foi reduzir o curso dos cilindros da tampa e, por consequência, o seu tamanho. Por essa razão, e uma vez que era necessário manter o ângulo de abertura da tampa para evitar colisões com o compactador, foi necessário colocar os cilindros mais próximo das dobradiças. Isso originou um movimento menos controlado da tampa, uma vez que a mesma tem folga nas dobradiças, existindo assim movimentos laterais que podem fazer com que a tampa não acerte nas guias de posicionamento. Trata-se de uma melhoria que não será aqui abordada.

### **3.2.4 Fim de curso de abertura da tampa demasiado ruidoso**

O fim do movimento da tampa é definido pelo limite físico do curso de cada cilindro, o que gera um ruído bastante audível. A resolução deste problema pode envolver a introdução de detetores de fim de curso de tampa aberta, opção, aliás, já utilizada noutro equipamento Tnl.

### **3.2.5 Potência instalada do equipamento**

A potência instalada do equipamento de 15kW e a pressão de trabalho de 200bar, traduzem a dimensão deste equipamento. Contudo, uma vez que o equipamento foi desenhado para apenas trabalhar durante breves minutos, a questão da potência instalada poderá não ser problemática. Há que lembrar que dentro do equipamento está um compactador, que possui a sua própria central hidráulica que necessita de alimentação trifásica e que pode estar a trabalhar de 15 em 15 minutos diariamente.

A moderada pressão de trabalho de 200bar deve-se ao diâmetro do êmbolo dos cilindros que sofreu uma redução relativamente à versão anterior para se tornarem mais económicos.

## **3.3 Conclusão**

Este capítulo foi dedicado à exploração dos diferentes itens a melhorar no *Bigtainer*®. Constatou-se a existência de problemas como a subida inconstante cuja causa se procurou analisar através de algumas causas possíveis:

- cálculo à encurvadura dos cilindros – verificou-se estar válido;
- cálculo das pressões nos cilindros – verificou-se que com o compactador na carga máxima, a pressão nos cilindros traseiros supera o valor máximo da bomba de 200bar,  $p_{cf} = 146\text{bar}$  e  $p_{ct} = 264\text{bar}$ , o que provoca uma saturação da válvula limitadora de pressão, limitando a velocidade de subida do equipamento, não tendo qualquer influência negativa sobre a subida inconstante;
- análise à capacidade de sincronismo do divisor de caudal – apesar do divisor de caudal trabalhar dentro dos parâmetros previstos pelo fornecedor, a especificação de erro máximo admissível entre as secções do divisor de caudal poderia fazer com que, caso fosse o único mecanismo de estabilização do equipamento, este pudesse ter até 12% de erro na distribuição de caudal entre os cilindros da frente e de trás. A tesoura ajuda a diminuir este erro, podendo também contribuir, em simultâneo, devido a empenos, para o desalinhamento;
- compressibilidade do fluído utilizado – verificou-se que este, a uma pressão de 200bar, comprime cerca de 1,1% em volume, ou o dobro se existir ar no circuito



hidráulico resultante de purgas incompletas. No curso de 2690mm e, tendo em conta as diferentes pressões entre os cilindros da frente e os cilindros traseiros, pode originar diferenças de altura entre os cilindros de 11mm;

Por si só, cada uma das causas analisadas poderia não ser suficiente para originar um mau comportamento do equipamento, contudo, a compressibilidade do óleo acrescida às débeis características do divisor de caudal para compensar cargas desviadas, podem-se complementar e originar assim o mau comportamento dos cilindros na ascensão do equipamento.

Outros problemas foram abordados, que indicaram um mau dimensionamento do circuito hidráulico como a sustentação da plataforma estar dependente de válvulas de gaveta de centro fechado que possuem fuga, sendo sugerido proceder à substituição por válvulas direcionais de assento cónico ou a saturação da válvula limitadora de pressão.



## Capítulo 4

# Soluções para sincronização de cilindros hidráulicos

Este capítulo é dedicado ao estudo das possíveis soluções para a sincronização de cilindros hidráulicos, de modo a resolver um dos problemas encontrados no *Bigtainer*®.

A dificuldade da sincronização de cilindros hidráulicos múltiplos surge na operação de equipamentos pesados, como elevadores e laminadores, onde a operação síncrona de múltiplos cilindros hidráulicos sujeitos a carga, tem importantes implicações de performance. É um problema que é mais pronunciado em equipamentos de elevação multiatuados. As cargas distintas e as diferenças nos múltiplos circuitos hidráulicos, componentes e acessórios, podem resultar na abertura distinta de cada cilindro em malha aberta, arriscando mesmo a queda da carga [13].

Enquanto a operação vertical de um atuador linear hidráulico é um procedimento relativamente simples, quando é necessário movimentar em simultâneo dois ou mais atuadores, os problemas começam a surgir. O fluído tem tendência a seguir o caminho de menor resistência. Como tal, basta que os componentes do circuito hidráulico tenham construções ligeiramente diferentes, possuam fricções diferentes, não estejam sujeitos a cargas iguais ou apresentem problemas como pequenas fugas ou dilatações excessivas (no caso das mangueiras), para que os resultados na subida e descida não sejam iguais. Apenas se: todos os tubos hidráulicos forem do mesmo tamanho relativo e comprimento, a carga for centrada e o atrito de todas as partes for idêntico, os cilindros poderão deslocar-se exatamente em simultâneo. Algumas destas variáveis são controláveis, contudo, outras (como o atrito) podem variar durante um único ciclo. Por estes motivos, torna-se necessário utilizar um

mecanismo de sincronização. São três as aproximações que se podem seguir para sincronizar cilindros hidráulicos: meios mecânicos, hidráulicos (*fluid power*) ou eletro-hidráulicos.

Tipicamente, em plataformas elevatórias são utilizados cilindros hidráulicos de duplo efeito, por não haver garantia de que existe carga suficiente para fazer o recuo da plataforma. A pesquisa realizada sobre os métodos de sincronização de velocidade dos cilindros hidráulicos em plataformas reflete este assunto. São apresentadas várias soluções de sincronismo e referidas as principais características.

#### **4.1 Métodos de sincronização mecânicos**

Os métodos mecânicos de sincronização de cilindros podem incluir veio de torção, cambota, cabos e roldanas ou correntes e rodas dentadas. Uma das vantagens da sincronização mecânica é que os cilindros podem operar em qualquer zona do curso sem nunca perderem a sincronização. As principais desvantagens são: o peso adicionado à estrutura, a complexidade de componentes, o espaço ocupado pela solução e a precisão limitada e dependente da resistência dos componentes e da posição da carga. A Figura 4.1 representa um exemplo de um mecanismo de sincronização por veio de torção.

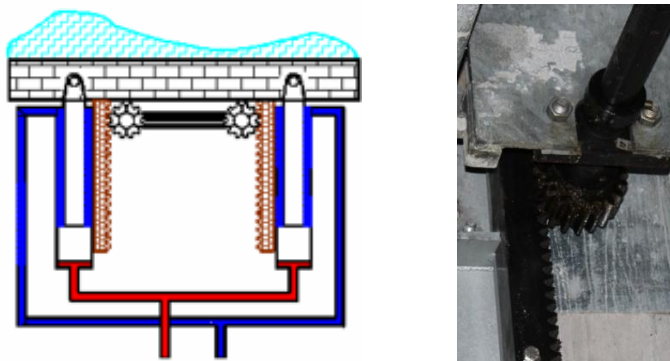


Figura 4.1 - Exemplos de mecanismos de sincronização mecânicos por veio de torção<sup>6</sup>

#### **4.2 Métodos de sincronização hidráulicos e eletro-hidráulicos**

Para ser possível a utilização de mecanismos exclusivamente hidráulicos, todos os cilindros devem atingir um fim de curso após um ciclo. Esta é a única forma de garantir que fugas nos vedantes ou nas válvulas não causam uma acumulação de erro após cada ciclo. Esta é a principal razão pela qual não se utiliza sincronização hidráulica nos cilindros que operam

---

<sup>6</sup> Foto da direita de um equipamento Equinord; Foto da esquerda:

<http://forums.hydraulicspneumatics.com/eve/forums/a/ga/ul/2341055862/inlineimg/Y/CylSinGR.GIF>

apenas em torno do meio do curso [14]. São apresentados exemplos constituídos apenas por dois cilindros, contudo, são extensíveis a mais cilindros.

De uma forma genérica, se uma carga numa plataforma não estiver equidistante dos cilindros 1 e 2, a abertura dos cilindros será distinta pela diferença nos caudais  $q_1$  e  $q_2$  (e correspondentes velocidades  $v_1$  e  $v_2$ ) - Figura 4.2. A influência das diferentes velocidades dos cilindros na posição da plataforma horizontal já foi abordada na Figura 3.12.

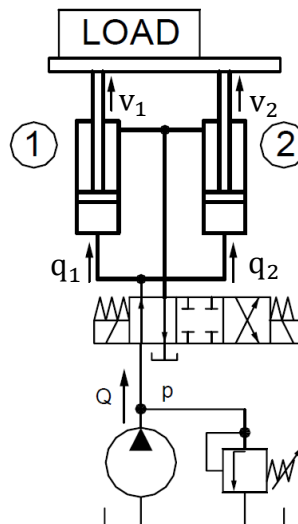


Figura 4.2 - Movimento de plataforma com dois cilindros [15]

#### **4.2.1 Controle fluxométrico individual**

Neste esquema em cada entrada e saída de caudal de cada cilindro é inserida uma válvula reguladora de caudal. O funcionamento é possível, após ajuste inicial e apenas se, a carga a elevar for constante, as tubagens tiverem todas o mesmo comprimento e os mesmos adaptadores. Contudo, basta haver flutuações na pressão ou na temperatura, para que os cilindros abandonem a sincronização.

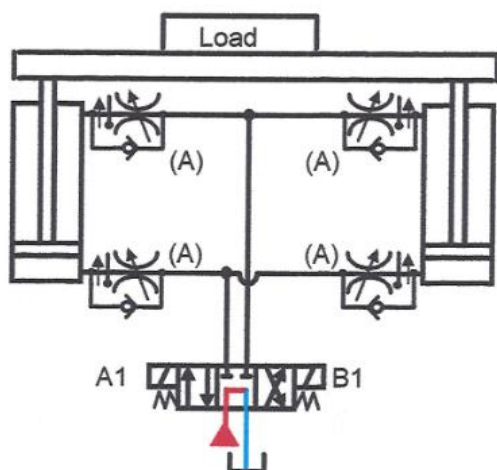


Figura 4.3 – Controlo fluxométrico em *meter-out* individual para sincronização [14]

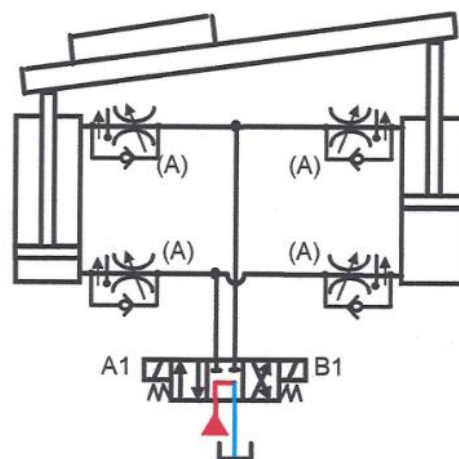


Figura 4.4 – Controlo fluxométrico em *meter-out* para sincronização parado a meio curso [14]

Se for implementado controlo em *meter-out* a cada porta do cilindro, como na Figura 4.3, é adicionada uma restrição variável a cada cilindro. A restrição pode necessitar ser alterada durante o dia devido a vários fatores que podem afetar o movimento do cilindro. Isto é, este controlo fluxométrico permite compensar incoerências nos acessórios e na carga, desde que a carga seja estática. Se a carga for irregular, a força dos cilindros deve ser alterada para que a sincronização seja mantida, sob pena de ocorrer deslizamento da carga numa paragem a meio curso com carga descentrada (Figura 4.4). Se a mudança da posição da carga não for frequente, fazer um *reset* aos controlos fluxométricos pode ser uma opção viável.

Pode ainda surgir outro problema com cargas irregulares que é o caso quando não é atingido o fim de curso. Se os cilindros pararem a meio curso, como na Figura 4.4, o óleo da câmara do cilindro com maior pressão pode deslocar-se para o cilindro oposto e desequilibrar a plataforma. A Figura 4.5 mostra a inserção de válvulas antirretorno pilotadas hidraulicamente na câmara principal do cilindro para evitar a transferência de fluído durante uma paragem a meio curso e para que os cilindros mantenham as suas posições.

Um problema comum de recorrer à sincronização por fluxo é a força máxima de elevação. Cada cilindro deverá ser dimensionado para suportar toda a carga, uma vez que esta poderá ficar descentrada e assente maioritariamente sobre um único cilindro – Figura 4.6.

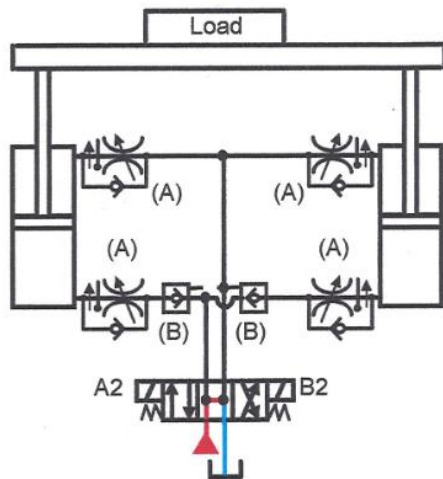


Figura 4.5 – Controle em *meter-out* com válvulas anti-retorno e carga centrada

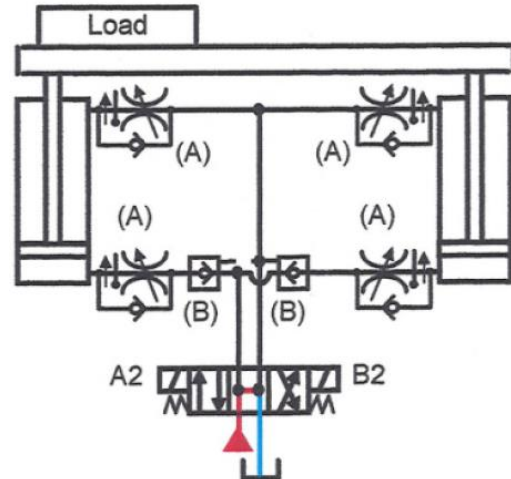


Figura 4.6 – Controle em *meter-out* com válvulas antirretorno e carga descentrada

#### Controlo fluxométrico individual compensado

A utilização deste tipo de válvulas reguladoras de caudal em cada cilindro, permite que cada estrangulador contabilize sempre uma queda de pressão constante e independente da pressão de entrada, mantendo um caudal constante. Requer contudo, uma precisa afinação das duas válvulas para a velocidade pretendida. Trata-se de um método de baixo custo em que a repetibilidade atingida não é muito grande e pode funcionar para dois a três cilindros. A precisão da sincronização indicada é de aproximadamente 5%.

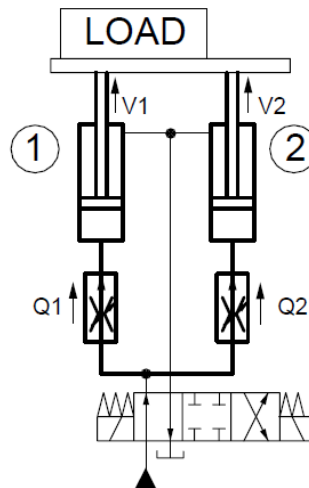


Figura 4.7 – Controlo fluxométrico individual compensado [15]

#### 4.2.2 Bombas múltiplas

A sincronização pode também ser obtida recorrendo a uma bomba e uma válvula direcional por cilindro. Trata-se de um método que é razoavelmente assertivo, com erros na distribuição na ordem dos 5%, mas pode fazer com que os cilindros fiquem desfasados em determinadas condições. Uma vez que as duas bombas possuem a mesma cilindrada e os cilindros possuem os mesmos volumes, os cilindros irão deslocar-se aproximadamente à mesma velocidade. Cada bomba tem ligada a si uma válvula limitadora de pressão (VLP) regulada para uma mesma pressão. Caso um cilindro necessite de maior pressão, a bomba desse cilindro fornece o mesmo caudal que os outros cilindros até à abertura da VLP.

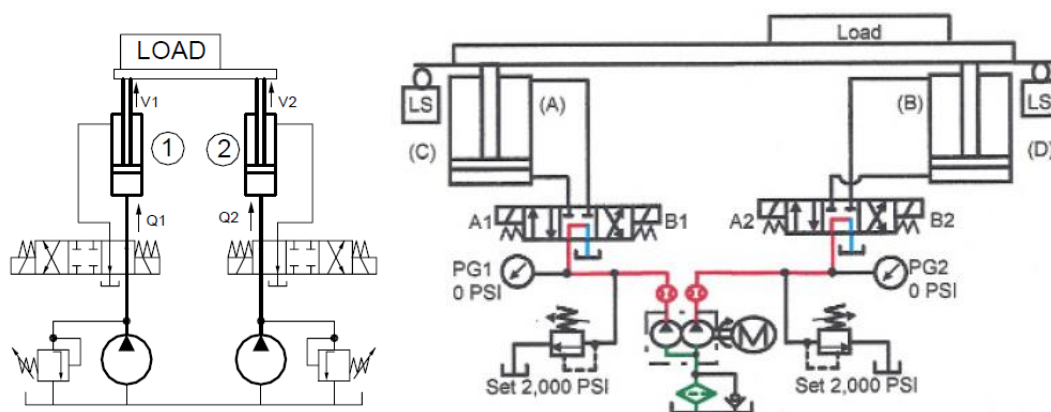


Figura 4.8 – Exemplos de esquemas de bomba dupla e duas válvulas direcionais (Esq. [15]; Dir. [14])

Caso os cilindros se desfasem, a Figura 4.9 indica como é possível voltar a sincronizá-los. Como cada cilindro possui a sua válvula direcional e bomba, os fins de curso permitem fazer com que um cilindro deixe de receber caudal enquanto os outros são ajustados. Este nivelamento ocorre automaticamente após cada ciclo, pelo que os erros de posição não acumulam.

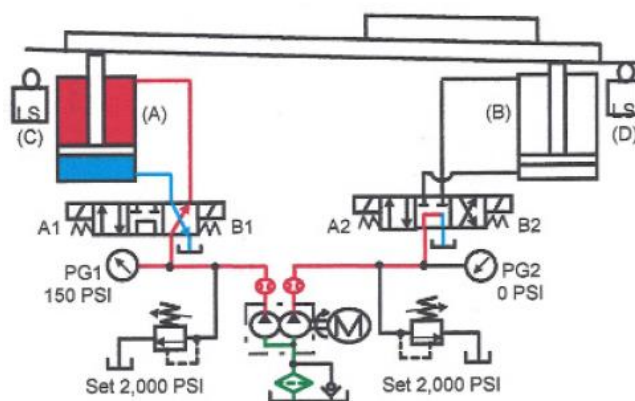


Figura 4.9 – Sincronização da plataforma em caso de desfasamento [14]



Um problema com este esquema de sincronização é a dificuldade de encontrar duas bombas que forneçam exatamente o mesmo caudal, seja pelo seu fabrico, seja devido à eficiência volumétrica da bomba, uma vez que uma bomba pode estar a fornecer caudal a uma pressão muito superior à outra bomba, o que origina um caudal menor devido a fugas internas. Outro possível problema ocorre caso os dois solenoides não atuem em simultâneo. Um atraso ou a falha de atuação podem provocar danos mecânicos na plataforma. Caso a carga seja superior à capacidade máxima de um cilindro, a VLP abre, fazendo com que esse cilindro pare, enquanto os outros continuam a estender até a plataforma ou o cilindro cederem.

A velocidade de abertura dos cilindros só é variável se for utilizada uma bomba de cilindrada variável.

#### Bomba ligada a cada par de cilindros

A Figura 4.10 mostra uma solução que permite resolver a maior parte dos problemas indicados anteriormente. Em vez de utilizar uma bomba por cilindro, se forem utilizadas uma bomba e uma válvula direcional para cada dois cilindros, em caso de falha de um solenoide a plataforma não se moverá, uma vez que as câmaras superiores dos cilindros em carga não conseguem esvaziar.

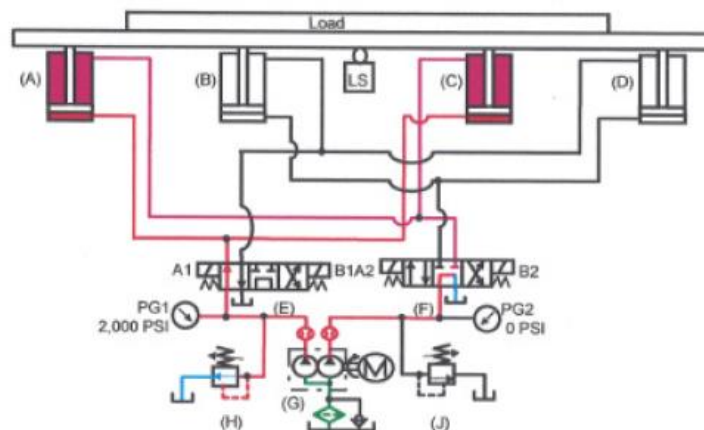


Figura 4.10 – Esquema de sincronização de uma bomba ligada a dois cilindros. Caso um solenoide não atue, a plataforma não levanta [14]

Só após todas as válvulas direcionais comutarem é que os pares de cilindros se mantêm nivelados. Se uma das bombas fornecer mais caudal que a outra, os cilindros controlados pela bomba oposta poderão puxar a plataforma ou serem arrastados por ela. Isto obriga ao desenho de uma plataforma bastante rígida.

Esta solução é menos sensível à carga, uma vez que esta está sempre assente sobre um par de cilindros operados por bombas diferentes. Contudo, os cilindros com carga menor poderão estender mais rapidamente devido à rigidez da plataforma e à distância entre cilindros.

Apenas um fim de curso deverá ser utilizado nesta solução. Para voltar a sincronizar os cilindros, ambas as válvulas deverão ser comutadas para fazer o recuo destes. Uma VLP permite a passagem de fluído para o tanque até ao recuo total de todos os cilindros.

#### **4.2.3 Cilindros em série**

Trata-se de uma solução que permite maior acomodação de parâmetros no sincronismo hidráulico.

##### Cilindros haste dupla em série

Outra forma de sincronizar cilindros de duplo efeito é através da utilização de cilindros de haste dupla ligados em série, como representado na Figura 4.11. O óleo da válvula direcional de três posições faz avançar o primeiro cilindro. Como as câmaras têm os mesmos volumes, a câmara superior do primeiro cilindro fornece o óleo para avançar o segundo cilindro. A porta superior do segundo cilindro é ligada à outra porta da válvula direcional. Quando o solenoide da válvula de duas posições (D) não estiver energizada, permite a circulação de óleo do cilindro A para o cilindro (E). A eletroválvula é desenergizada quando os cilindros avançam e recuam. Nesta configuração, torna-se necessário recorrer a uma válvula de contrapressão para garantir que a câmara de um dos cilindros possui sempre uma pressão superior à pressão do tanque.

Em caso de falha de sincronismo dos cilindros, são necessários dois fins de curso para que seja possível obter novamente sincronismo. Para isso, o solenoide (C1) da válvula direcional de nivelamento é ativo. Com os solenoides (B1) e (C1) ativados, o óleo da bomba passa para as duas câmaras superiores dos cilindros, obrigando-os a um recuo até que os dois fins de curso sejam atingidos – Figura 4.12.

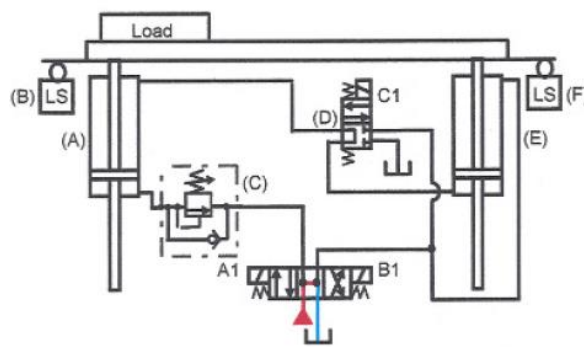


Figura 4.11 – Sincronização de cilindros de duplo efeito com haste dupla [14]

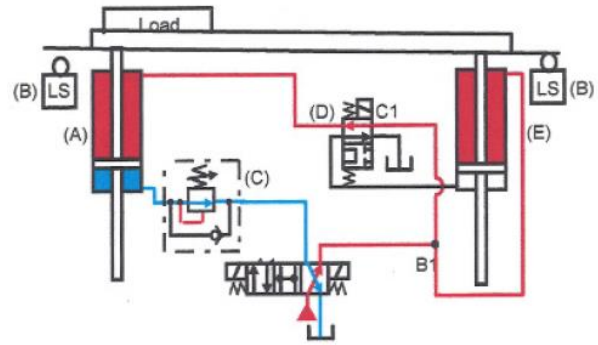


Figura 4.12 – Nova sincronização de cilindros de duplo efeito e haste dupla [14]

Este esquema de sincronismo em série funciona para qualquer posição da plataforma, independentemente da localização da carga e possui uma elevada eficiência volumétrica. Contudo, podem existir fugas nos vedantes ou alterações no volume de óleo devido à compressibilidade. Possui um erro na distribuição na ordem de 1%. Como os cilindros estão em série, cada cilindro deve ser dimensionado com capacidade para a totalidade da carga, sendo contudo utilizado apenas um único cilindro para dimensionar o caudal necessário da bomba. Trata-se de um esquema que necessita de um elevado espaço para acomodar as hastes duplas.

#### Outras configurações em série

Para reduzir o custo, as potenciais fugas nos vedantes e eliminar o espaço necessário à segunda haste, pode ser utilizado o circuito da Figura 4.13. Aqui os cilindros opõem-se um ao outro, sendo que enquanto um avança, o outro recua. Uma vez que o espaço ocupado pelo cilindro superior pode ser um problema em algumas máquinas, o esquema da Figura 4.14 é utilizado em alternativa. A nova sincronização dos cilindros continua a ser necessária.

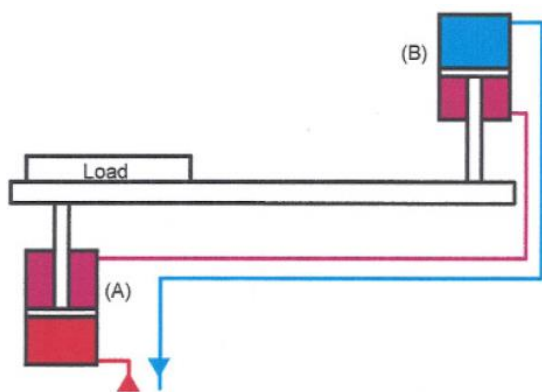


Figura 4.13 – Circuito de sincronização de cilindros de haste simples em série 1 [14]

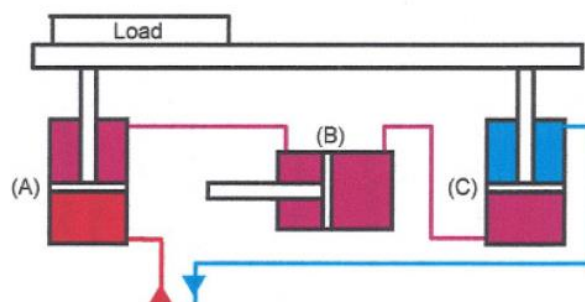


Figura 4.14 – Circuito de sincronização de cilindros de haste simples em série 2 [14]

Outro esquema alternativo é o da Figura 4.15, onde a área da câmara secundária do cilindro 1 é igual à área da câmara primária do cilindro 2. Contudo, é extremamente difícil produzir cilindros com a precisão necessária para esta configuração.

A Figura 4.16 mostra como é possível atingir uma sincronização razoável através do controle de caudal em cilindros em série de haste simples. O óleo da válvula direcional passa pelo restritor (C) para a base do cilindro (B). Ao mesmo tempo, passa algum óleo pelo restritor (D) para a base do cilindro (A). Sem este restritor, haveria um atraso na sincronização entre os dois cilindros. As válvulas pilotadas (E) são adicionadas caso a plataforma necessite de parar a meio curso.

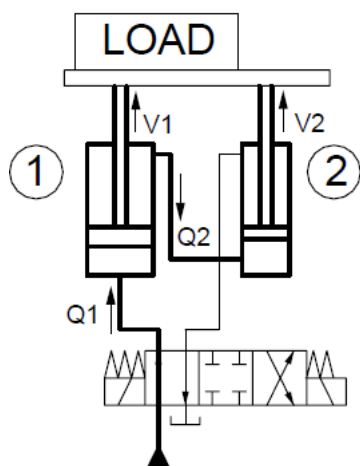


Figura 4.15 – Circuito de sincronização de cilindros de haste simples em série 3 [15]

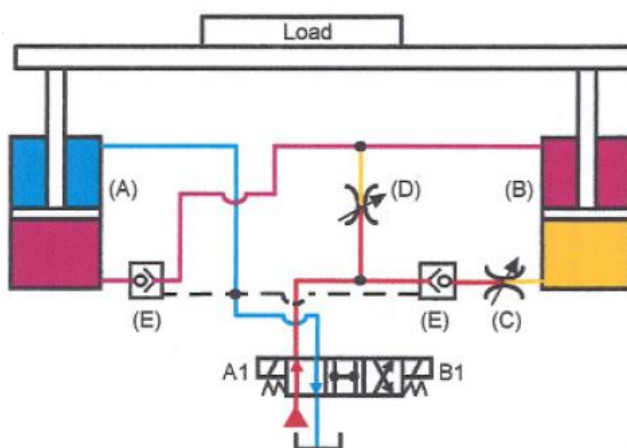


Figura 4.16 – Exemplo de sincronização de cilindros em série utilizando cilindros de haste simples – cilindros em avanço [14]

#### 4.2.4 Válvula divisora de caudal

As válvulas divisoras de caudal são utilizadas para dividir o caudal de uma fonte em dois caudais iguais. A representação ISO é dada pela Figura 4.17. A representação construtiva da válvula divisora de caudal é mostrada na Figura 4.18.



Figura 4.17 – Representação ISO da válvula divisora de caudal

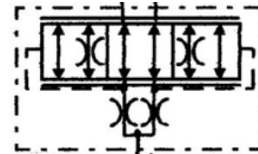


Figura 4.18 – Representação construtiva da válvula divisora (e combinadora) de caudal

A válvula contém um estrangulador dinâmico, que se desloca variando a abertura dos orifícios de saída de forma a compensar a diferença de pressão das saídas. Um aumento de pressão  $p_1$  reduz o orifício de saída, aumentando a resistência do caudal  $Q_1$ . A divisão é assim feita com caudais diferentes, de modo a igualar as pressões nas saídas. Assim, a pressão  $p$  na entrada da válvula, é igual à maior pressão na saída mais a queda de pressão na saída oposta. Se a queda de pressão entre a entrada e uma das saídas da válvula for elevada, é gerado muito calor. A precisão na distribuição destas válvulas é de aproximadamente 10%, dependendo das diferenças de pressão nas saídas. A Figura 4.19 mostra dois circuitos com válvulas divisoras de caudal.

Para fazer avançar os cilindros, como indicado na Figura 4.20, a válvula direcional envia óleo para a válvula divisora de caudal, que por sua vez envia metade do caudal para cada cilindro mesmo que existam diferenças de pressão. Os cilindros avançam sensivelmente à mesma velocidade independentemente da carga descentrada. Contudo, caso um cilindro atinja o seu limite de força, o outro cilindro continua a avançar devido às fugas na válvula divisora.

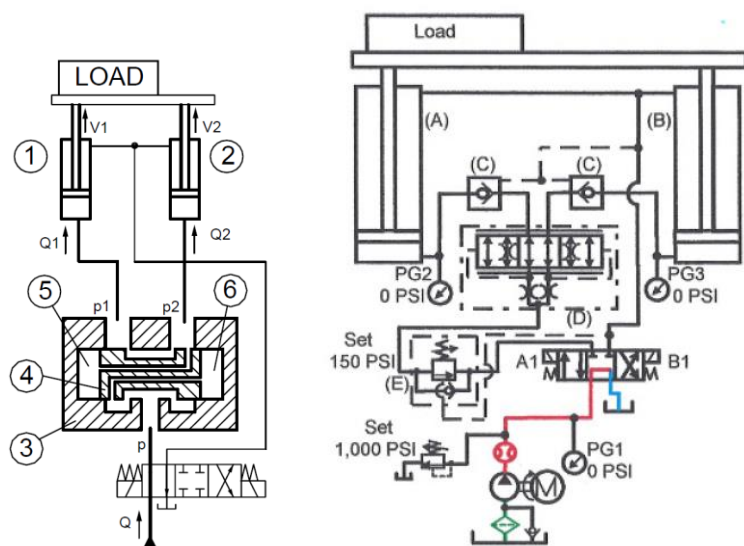


Figura 4.19 – Circuitos de sincronização com válvula divisora de caudal (Esq. [15]; Dir. [14])

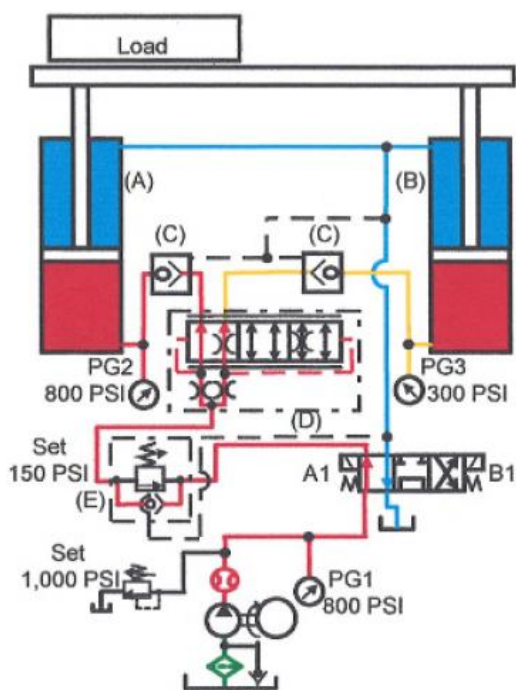


Figura 4.20 – Cilindros em avanço – sincronização com válvula divisora de caudal [14]

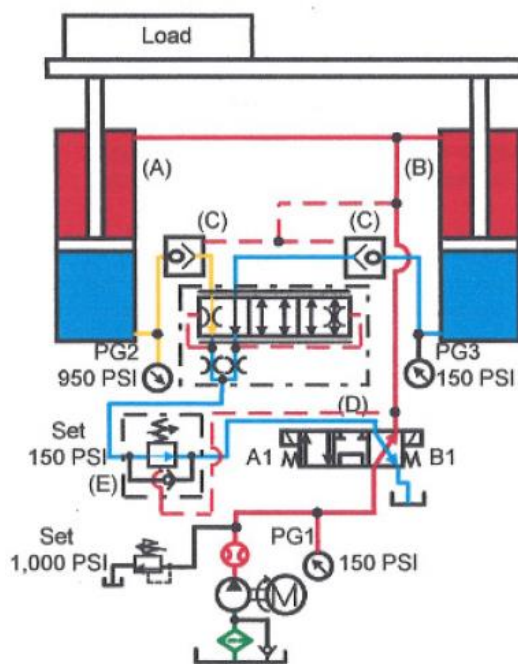


Figura 4.21 – Cilindros em recuo – sincronização com válvula divisora de caudal [14]

No recuo dos cilindros, como indicado na Figura 4.21, a válvula divisora permite abrandar o cilindro que tenta mover-se mais rapidamente. Quando os cilindros atingem o fim, a nova sincronização é obtida automaticamente desde que a eletroválvula se mantenha atuada por tempo suficiente. As fugas internas permitem que o cilindro em atraso continue a realizar o seu curso. Alguns construtores de válvulas deste tipo possuem canais internos que ficam ativos quando a diferença de pressão atinge um limite.

Como a válvula divisora de caudal possui um caminho interno comum, o fluído pode circular entre as câmaras inferiores do cilindro. Caso seja necessário parar os cilindros a meio curso, devem ser utilizadas as válvulas de assento pilotadas (C) para prevenir a transferência de óleo. Uma carga em queda livre pode ser evitada recorrendo a válvulas de contrapressão entre a válvula divisora de caudal e a válvula direcional.

As válvulas divisoras de caudal desperdiçam energia, pelo facto da pressão na entrada ser sempre igual à máxima pressão requerida pelo sistema. Isto significa que na saída que não necessita de tanta pressão, o fluído pressurizado retorna ao tanque sem realizar trabalho, gerando calor. Este tipo de válvulas apenas divide um caudal em dois, pelo que, para regular quatro saídas seriam necessárias três válvulas divisoras de caudal.

#### **4.2.5 Divisor de caudal de engrenagens exteriores**

Os divisores de caudal de engrenagens exteriores desperdiçam pouca energia e são mais versáteis. Permitem repartir um único caudal que entra no divisor em 2, 3, 4, 6, 8 ou até mais de 10 saídas e passar caudais desiguais quando necessário. Trata-se de um mecanismo semelhante a uma bomba de engrenagens exteriores e consistem em engrenagens múltiplas ligadas por um veio comum. O fluído entra para todas as engrenagens em simultâneo, fazendo-as rodar à mesma velocidade, pelo que tipicamente garantem 95 a 97% de precisão. A precisão da distribuição é, contudo, dependente da diferença de pressão nas saídas. As engrenagens possuem fugas que aumentam com o aumento da queda de pressão. Quanto maior a sua diferença, maior a perda de sincronização. Um circuito exemplo é apresentado na Figura 4.22.

As Figura 4.23 e Figura 4.24 representam o circuito em avanço e em recuo, respetivamente. No recuo, o divisor de caudal combina os fluxos, mantendo a sincronização. A queda livre é prevenida pela válvula de contrapressão (D). A pressão de entrada é igual à média da soma das pressões das saídas. Mesmo que alguma saída necessite de mais pressão que a pressão de entrada, esta mantém-se baixa. Na Figura 4.23 o cilindro da esquerda requer 900 psi de pressão, enquanto que o cilindro da direita apenas requer 300 psi. Em oposição ao que acontecia na válvula divisora de caudal, onde a pressão de entrada tinha de ser regulada a 900 psi, com o divisor de caudal de engrenagens a pressão de entrada apenas necessita de 600 psi, uma vez que um veio comum liga os diferentes corpos das engrenagens, transferindo energia entre secções.

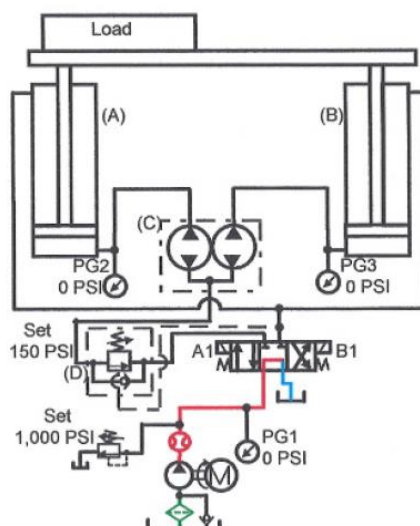


Figura 4.22 – Circuito de sincronização com divisor de caudal de engrenagens [14]

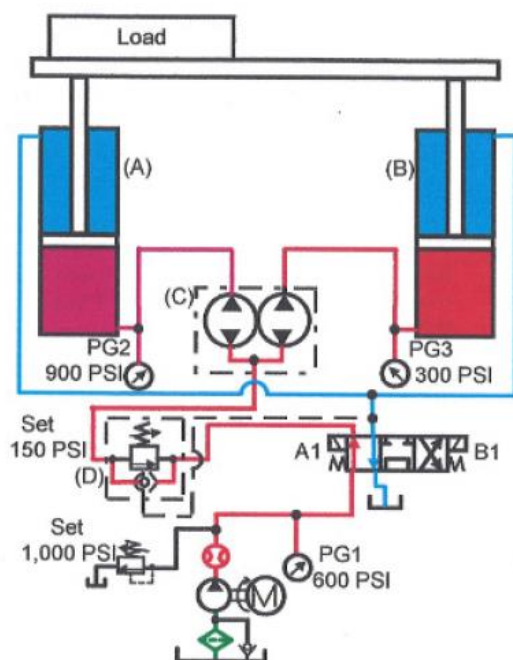


Figura 4.23 – Circuito de sincronização com divisor de caudal de engrenagens – Cilindros em avanço [14]

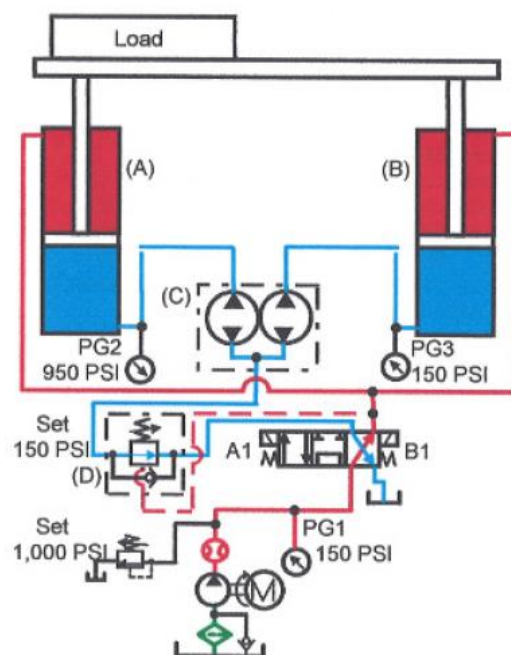


Figura 4.24 – Circuito de sincronização com divisor de caudal de engrenagens – Cilindros em recuo [14]

Caso um cilindro bloqueie no recuo, como mostrado na Figura 4.25, todo o óleo da bomba circula para o cilindro livre. A secção do divisor que não está a receber óleo continua a rodar e cavita, fazendo com que o cilindro recue com o dobro da velocidade. Quando existir a possibilidade de um cilindro bloquear, deverão ser instalados divisores de caudal a regular ambas as câmaras dos cilindros. Este divisor extra na câmara secundária permitiria forçar o cilindro bloqueado a sincronizar ou então a bloquear a descida da plataforma.



As fugas internas nos corpos do divisor são normalmente suficientes para nivelar os cilindros. Existem divisores que possuem válvulas limitadoras de pressão internas que permitem que o fluido se desvie das engrenagens, caso um valor predefinido de pressão seja atingido. Isto permite fazer o realinhamento dos cilindros após cada ciclo completo de avanço-recuo. Devido a esta fuga, o erro na distribuição ronda os 10%.

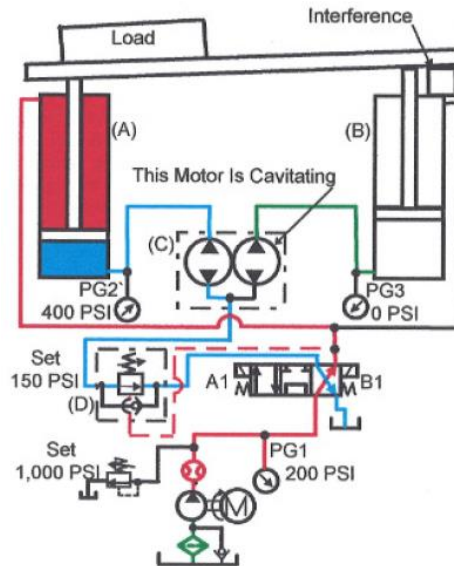


Figura 4.25 – Circuito de sincronização com divisor de caudal de engrenagens – Cilindro B bloqueado [14]

#### 4.2.5.1 Circuito exemplo com divisor de caudal de engrenagens exteriores de quatro corpos e de um sentido com válvulas de refasagem

A Figura 4.26 apresenta um circuito possível de sincronismo em que o divisor de 4 corpos alimenta 4 cilindros de duplo efeito na câmara principal. Para o recuo, o caudal é fornecido diretamente pela bomba. Para manter os cilindros sincronizados na extensão, o divisor é equipado com 4 válvulas de refasagem e conexões auxiliares de 1/8" que servem para aplicar os manómetros, indispensáveis para ajustar as válvulas. Para impedir um recuo espontâneo devido à ação da carga, foram adicionadas 4 válvulas de bloqueio pilotadas nas ramificações de alimentação das câmaras principais dos cilindros. Estas válvulas permitem a saída de caudal somente quando é acionada a válvula de comando que coloca a câmara secundária sob pressão [16].

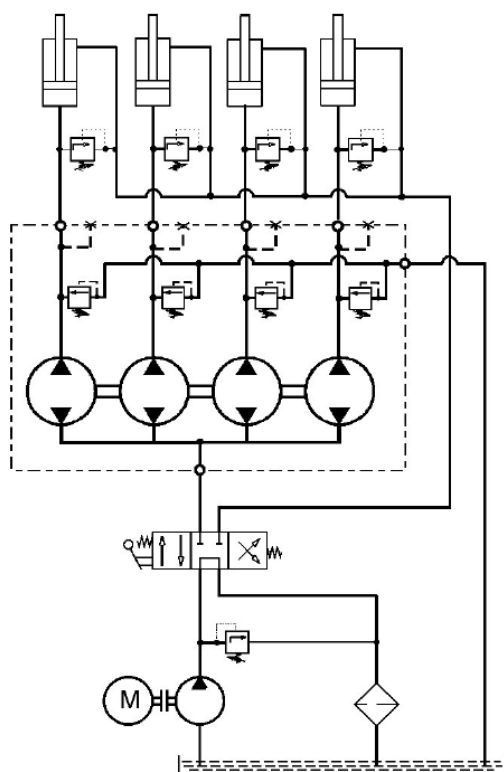


Figura 4.26 – Esquema do divisor de caudal de 4 corpos e de um sentido com válvulas de refasagem  
[retirado de [16]]

#### 4.2.5.2 Circuito exemplo com divisor de caudal de engrenagens exteriores de quatro corpos e motor e válvulas de refasagem elétricas

A Figura 4.27 mostra um esquema hidráulico em que 4 cilindros hidráulicos de simples efeito possuem nas suas saídas válvulas de assento independentes com atuação elétrica para garantir que os cilindros só descem se houver energia elétrica disponível. O divisor de caudal possui 4 corpos com válvulas de refasagem controladas eletricamente e um corpo que serve de motor.

Para o recuo dos cilindros, o caudal da bomba é direcionado para o motor que arrasta as engrenagens do divisor e descarrega o caudal no tanque através de um filtro. Para evitar uma velocidade muito alta do motor, está prevista uma válvula limitadora de caudal ajustável que drena uma parte do caudal fornecido pela bomba. Na fase de avanço, para evitar que o motor entre em cavitação, o óleo é aspirado diretamente do tanque.

As válvulas de refasagem controladas eletricamente permitem uma variedade de modos de funcionamento: todos os cilindros em paralelo; todos os cilindros independentes; grupos de cilindros independentes dos outros; bloqueio de um ou mais cilindros mantendo as respectivas válvulas solenoide desligadas [16].

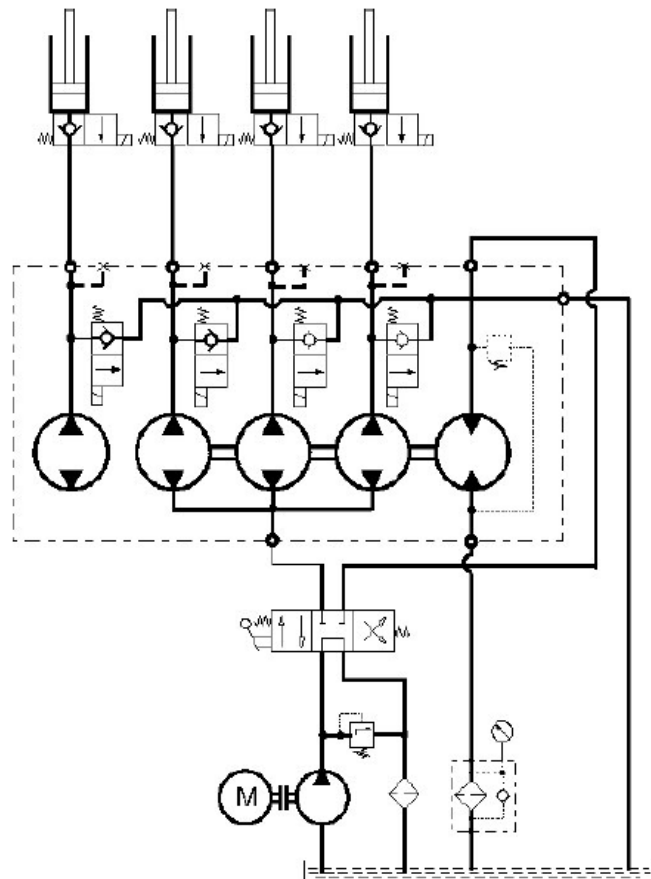


Figura 4.27 – Esquema para cilindros de simples efeito com divisor de 4 corpos e motor com válvulas de refasagem elétricas [retirado de [16]]

#### 4.2.6 Cilindro mestre e cilindros escravos

Uma das configurações mais fiáveis para sincronizar os cilindros hidráulicamente é a representada na Figura 4.28. O cilindro (C) está mecanicamente ligado a dois cilindros (D), que possuem o mesmo êmbolo, haste e curso dos cilindros (A) e (B). Um dos cilindros (D) está ligado ao cilindro (A) e o outro ao cilindro (B). Em caso de fugas externas, válvulas antirretorno (H) permitem a entrada de óleo a baixa pressão nas zonas mortas dos cilindros (A), (B) e (D). Uma válvula antirretorno com mola na linha do tanque regulada para 75 psi ( $\approx 5$  bar) é suficiente para garantir a existência de óleo nos tubos que fornecem as zonas mortas. As válvulas de nivelção (J), (K), (L) e (M) permitem o recuo total dos cilindros em caso de desfasamento, recorrendo aos fins de curso (F) e (G). A válvula de contra-pressão (E) permite evitar uma descida descontrolada dos cilindros no recuo.

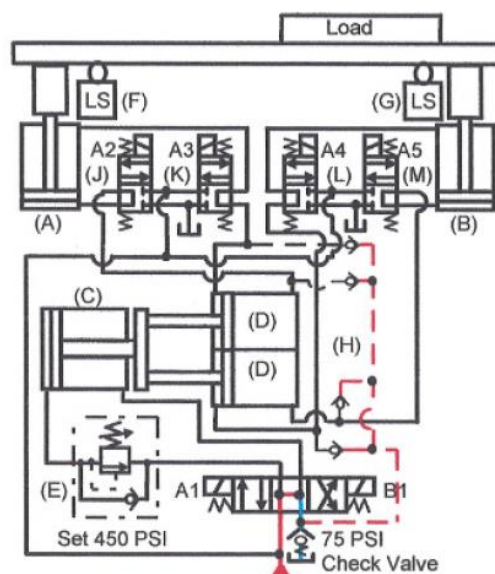


Figura 4.28 – Circuito de sincronização cilindro mestre-escravo [14]

O cilindro C deve ser dimensionado para permitir uma transmissão de força para os cilindros (D) e consequentemente para os cilindros (A) e (B), que elevam a plataforma e a carga. A posição da carga na plataforma apenas afeta ligeiramente o sincronismo dos cilindros, uma vez que o caudal transportado do cilindro (C) para os cilindros (D) é constante e independente da pressão de saída. O cilindro A necessita do dobro da pressão para estender, isto se a carga estiver acima dele. Para proteger os cilindros de uma sobrepressão, a VLP deve ser regulada para não mais que metade da capacidade máxima do cilindro.

A Figura 4.29 mostra os cilindros em avanço. A bomba fornece caudal para o cilindro (C) que empurra os cilindros (D). O óleo das câmaras primárias dos cilindros (D) é transmitido para as câmaras primárias dos cilindros (A) e (B). Por sua vez, o óleo das câmaras secundárias dos cilindros (A) e (B) retorna às câmaras secundárias dos cilindros (D). O sincronismo é garantido, desde que o cilindro (C) tenha capacidade para elevar a carga. Caso um dos cilindros bloqueie, a plataforma interrompe o movimento. No recuo dos cilindros, representado na Figura 4.30, ocorre o contrário.

Caso os cilindros deixem de estar sincronizados, a Figura 4.31 indica como é feita a nova sincronização. Enquanto o solenoide (B1) se mantiver atuado, os solenoides (A2), (A3), (A4) e (A5) também se mantêm atuados. Isto permite que o óleo da bomba seja direcionado para as câmaras secundárias dos cilindros (A), (B) e (C) e permite que o óleo das câmaras primárias dos cilindros (A), (B) e (D) seja escoado para o tanque. Nesta condição, em cada ciclo, a bomba força todos os cilindros a recuar. Este circuito é uma forma precisa, mas cara de sincronizar os cilindros. Uma vantagem, é que os cilindros mestre e escravos podem ser

localizados fora da área da plataforma de modo a ocupar menos espaço no local de trabalho. A transferência de energia permite minimizar as dimensões dos cilindros de trabalho e permite lidar com cargas descentradas.

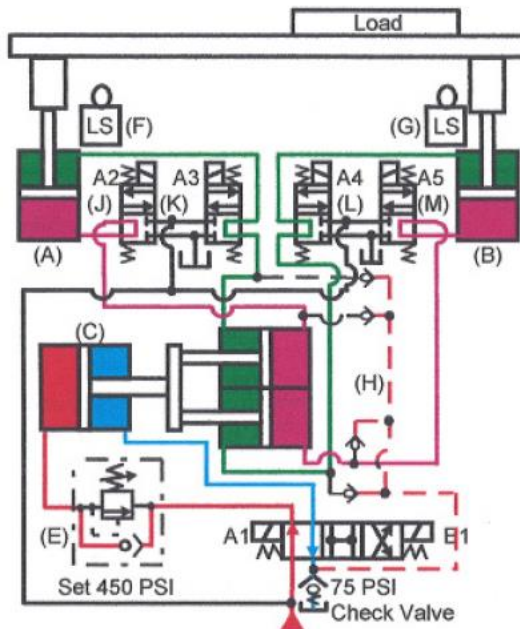


Figura 4.29 – Circuito de sincronização cilindro mestre-escravo – cilindros em avanço [14]

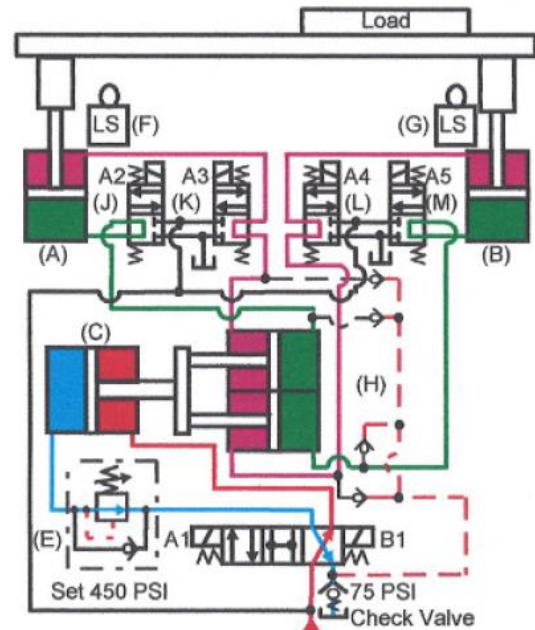


Figura 4.30 – Circuito de sincronização cilindro mestre-escravo – cilindros em recuo [14]

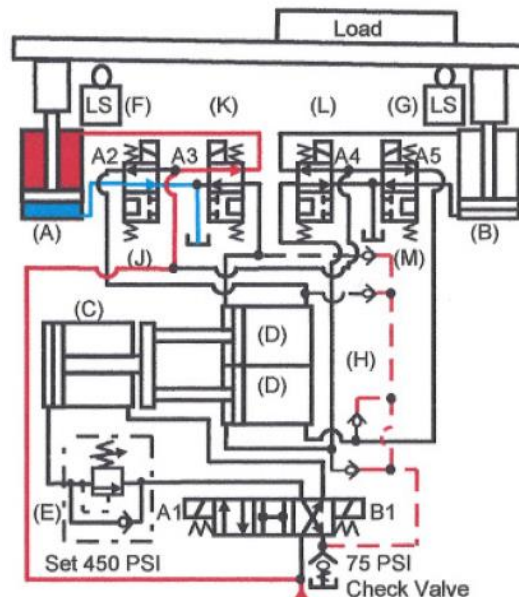


Figura 4.31 – Circuito de sincronização cilindro mestre-escravo – cilindros em nova sincronização

#### 4.2.6.1 Cilindro mestre de corpo duplo

Outra configuração com cilindro mestre que pode ser utilizada refere a utilização de um cilindro de corpo duplo que fornece caudal igual para os cilindros que elevam a plataforma, como indicado na Figura 4.32. O erro na distribuição é na ordem dos 1%.

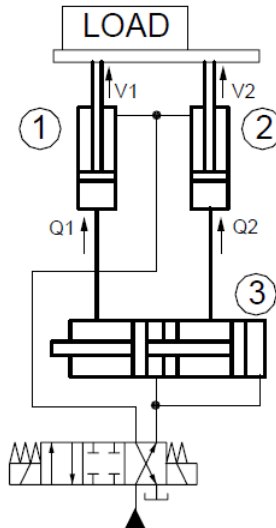


Figura 4.32 – Circuito com cilindro mestre [15]

#### 4.2.7 Cilindros de corpo duplo

Os cilindros de corpo duplo são outra forma precisa de sincronizar cilindros, representado pelo esquema da Figura 4.33. Os cilindros encontram-se no centro, mesmo quando estão sujeitos a cargas diferentes. Este tipo de cilindros consistem em dois cilindros num único corpo e possuem 4 portas. O cilindro traseiro é de haste simples e o cilindro da frente é de haste dupla. A válvula direcional fornece caudal para os cilindros de haste simples de forma convencional. O cilindro de haste dupla esquerdo possui a porta da câmara frontal ligada à porta da câmara traseira do cilindro de haste dupla direito, e o cilindro de haste dupla direito possui a porta da câmara frontal ligada à porta da câmara traseira do cilindro de haste dupla esquerdo.

Estes cilindros movem-se em simultâneo, uma vez que o caudal faz essa ligação. Caso um cilindro bloqueie, ambos param. Contudo, antes de parar, o cilindro em atraso é forçado a mover-se, podendo atingir o dobro da pressão de trabalho.

As duas válvulas antirretorno C são pilotadas por uma válvula antirretorno com mola na linha do tanque e permitem a transmissão de óleo e reposição das perdas por fuga entre as câmaras

fechadas dos cilindros de haste dupla. Uma vez que a pressão é igual em ambos os lados dos cilindros, os 75 psi não têm qualquer influência sobre o movimento.

A Figura 4.34 mostra os cilindros em avanço. À medida que os cilindros avançam, a transferência de óleo interna nos cilindros de haste dupla garante um movimento sincronizado. Caso algum dos cilindros tenha tendência a atrasar-se, o caudal é transferido entre os cilindros de haste dupla para garantir o sincronismo. Caso a carga seja demasiado elevada para ambos os cilindros, estes param. O mesmo é válido para os cilindros em recuo (Figura 4.35). Se os fins de curso não forem atuados simultaneamente no recuo, devido a fugas nos vedantes dos êmbolos, a válvula direcional de duas posições D comuta para permitir a nova sincronização (Figura 4.36).

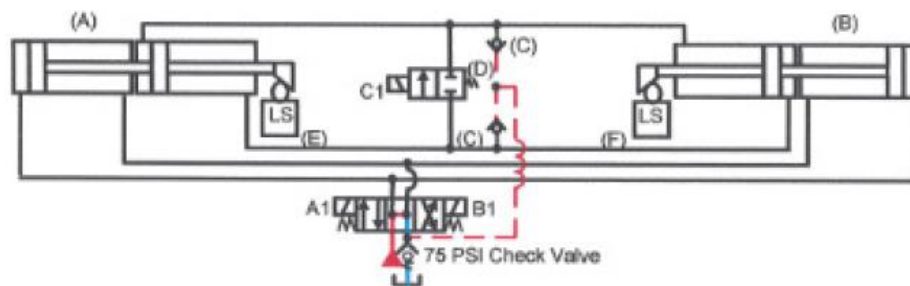


Figura 4.33 –Sincronização por cilindros de corpo duplo [14]

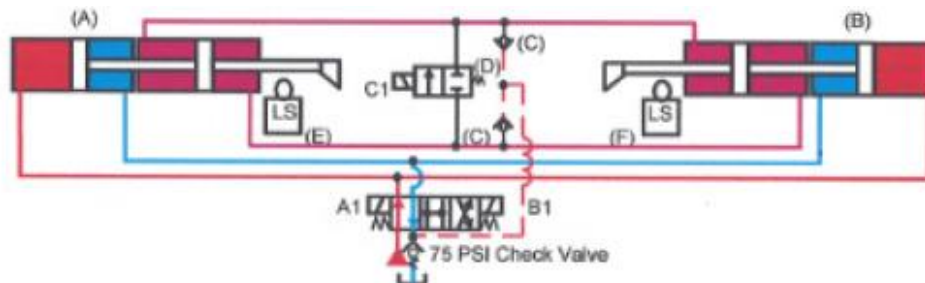


Figura 4.34 – Sincronização por cilindros de corpo duplo – cilindros em avanço [14]

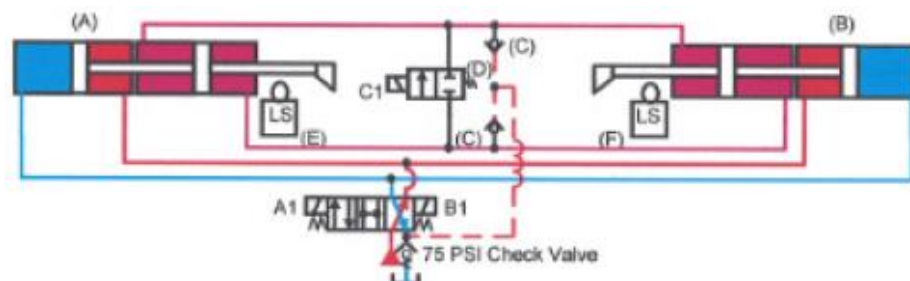


Figura 4.35 – Sincronização por cilindros de corpo duplo – cilindros em recuo [14]

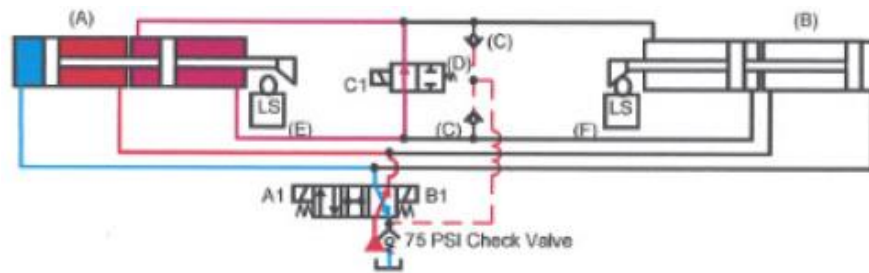


Figura 4.36 – Sincronização por cilindros de corpo duplo – cilindros em nova sincronização [14]

#### 4.2.8 Controle em malha fechada

Recorrendo à utilização de válvulas proporcionais em malha fechada, é possível realizar um esquema de sincronização semelhante ao da Figura 4.37. Aqui, a válvula reguladora de caudal compensada define o caudal  $q_1$  e a velocidade do cilindro (1). O avanço de ambos os cilindros é fornecido através dos transdutores (5) e (6) ao controlador da válvula proporcional (4), que controla o caudal  $q_2$  a fornecer ao cilindro (2).

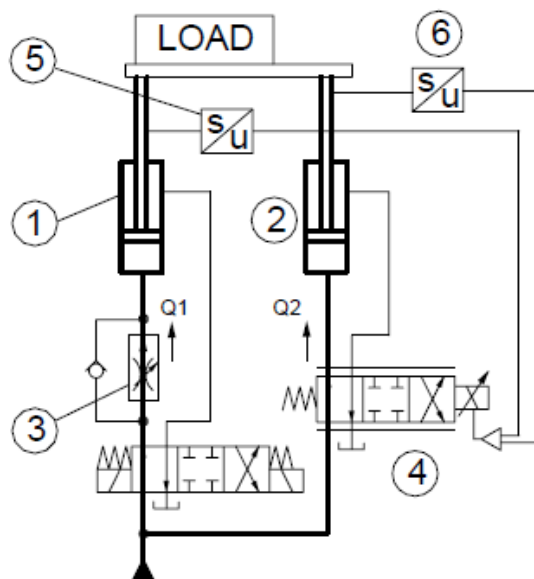


Figura 4.37 – Circuito de sincronização proporcional em malha fechada [15]

Comparativamente aos métodos em malha aberta apresentados anteriormente, o controle em malha fechada é uma solução mais flexível, uma vez que é possível compensar cargas descentradas na plataforma, evitando a necessidade de atingir posições de fim de curso em cada ciclo, bem como incertezas e perturbações externas associadas ao sistema hidráulico.

Cada cilindro possui a sua servoválvula ou válvula proporcional e um sensor de posição que envia para o PLC, através de um sinal analógico ou digital, a posição em que o cilindro se encontra. Cada cilindro é comandado pela respetiva servoválvula que recebe instruções do



PLC. Esta solução permite também detetar e prevenir acidentes relativos com os fins de curso mecânicos do cilindro, sendo que à medida que se aproxima de um fim de curso, é possível reduzir o caudal de fluído. Trata-se de um método extremamente fiável de posicionar 4 a 20 cilindros hidráulicos com excelente repetibilidade, em que o posicionamento pode atingir 25µm. O custo das válvulas proporcionais e dos sensores, bem como a complexidade introduzida ao sistema poderão ser limitativos em algumas aplicações.

Os transdutores podem ser do tipo cabo de aço, onde um cabo é fixo ao êmbolo do cilindro, estando sempre tracionado por uma mola de elevada dinâmica, permitindo medir a sua posição como exemplificado nas Figura 4.38 e Figura 4.39. Existem ainda os sensores mais correntes, utilizados para cursos pequenos como LVDT's ou ultrassons.

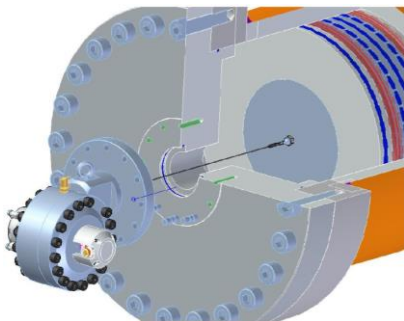


Figura 4.38 – Fixação do sistema SX300 ao êmbolo do cilindro (retirado de <http://www.waycon.biz>)

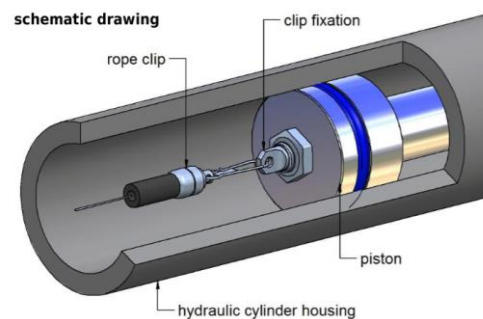


Figura 4.39 – Detalhe fixação cabo ao êmbolo do SX300 (retirado de <http://www.waycon.biz>)

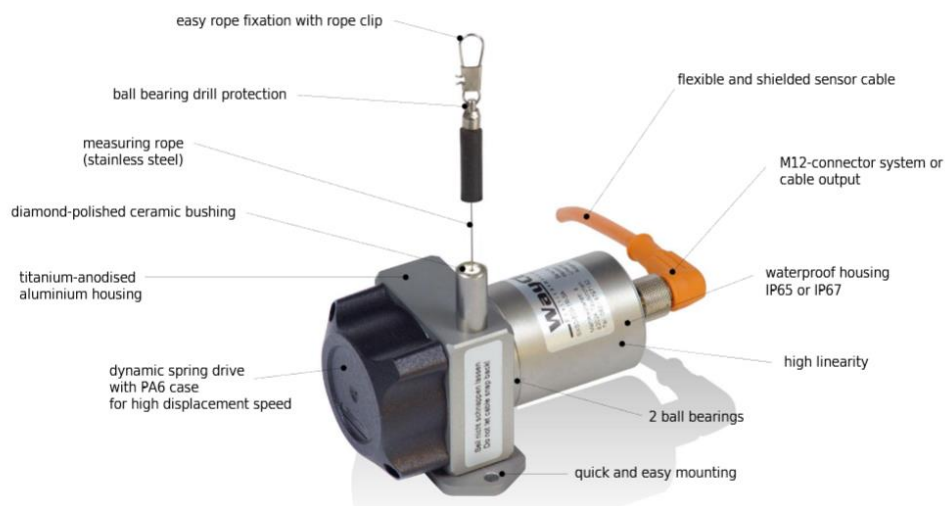


Figura 4.40 – Sensor SX80 da Waycon (retirado de <http://www.waycon.biz>)

A título de exemplo, o sensor da Waycon SX80 (Figura 4.40) tem uma gama de medição de 1000 a 3000mm e uma linearidade de  $\pm 0.02\%$ . Este poderia ser fixo à haste de cada um dos cilindros para permitir a medição da sua posição e envio de feedback para controlo.

### 4.3 Conclusão

São várias as soluções apresentadas para resolver o problema do sincronismo dos cilindros hidráulicos, sendo que a Tabela 4.1 apresenta um resumo das principais vantagens e desvantagens.

Tabela 4.1 – Resumo dos métodos de sincronismo abordados

	Descrição	Vantagens	Desvantagens
4.1	Métodos de sincronização mecânicos	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Operação em qualquer zona do curso sem perder sincronização.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Peso adicionado à estrutura;</li> <li>• Precisão dependente da resistência dos componentes e da posição da carga;</li> <li>• Espaço ocupado;</li> <li>• Introdução de muitos componentes;</li> <li>• Custo elevado.</li> </ul>
4.2.1	Controlo fluxométrico individual	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Simples;</li> <li>• Custo baixo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requer ajuste inicial;</li> <li>• Não admite variações na massa da carga;</li> <li>• A cada posição da carga na plataforma, será necessário um ajuste aos controlos fluxométricos;</li> <li>• Obrigatório o dimensionamento de cada cilindro para suportar toda a carga.</li> </ul>
	Controlo flux. Individual compensado	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Velocidade ajustável;</li> <li>• Pode funcionar para 2 ou 3 cilindros.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Requer afinação precisa;</li> <li>• Baixa repetibilidade.</li> </ul>
4.2.2	Bombas múltiplas	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Boa precisão;</li> <li>• Possibilidade de não acumular erros de sincronismo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Falta de flexibilidade;</li> <li>• Problema em adquirir bombas exatamente iguais;</li> <li>• Menor eficiência volumétrica com o aumento da pressão;</li> <li>• Obrigatório o dimensionamento de cada cilindro para suportar toda a carga.</li> </ul>
	Uma bomba liga 2 cilindros	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Menor sensibilidade à carga</li> <li>• Resolve as desvantagens anteriores.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Unicamente para cilindros de duplo efeito;</li> <li>• Desenho de plataforma suficientemente rígida.</li> </ul>
4.2.3	Cilindros em série	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Sincronismo em qualquer posição do curso;</li> <li>• Sincronismo independente da carga.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Unicamente para cilindros de duplo efeito;</li> <li>• Possível necessidade de construção de cilindros especiais e de alta precisão construtiva;</li> <li>• Aquisição de cilindros de haste dupla – muito</li> </ul>

			<p>espaço ocupado;</p> <ul style="list-style-type: none"> <li>• Cada cilindro deve ser dimensionado para a totalidade da carga;</li> <li>• Custo elevado pelos componentes necessários.</li> </ul>
4.2.4	Válvula divisora de caudal	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Possibilidade de novas sincronizações automáticas.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Divisão em duas saídas;</li> <li>• Falta de sincronismo caso um dos cilindros atinja o limite de força;</li> <li>• Baixa eficiência energética;</li> <li>• Pressão na entrada é igual à pressão máxima necessária numa das saídas.</li> </ul>
4.2.5	Divisor de caudal de engrenagens	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Boa eficiência energética;</li> <li>• Pressão de entrada pode ser inferior à pressão máxima necessária numa das saídas.</li> <li>• Componente até 10 saídas;</li> <li>• Possibilidade de sincronização após o avanço ou o recuo.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necessidade de efetuar ciclos completos de avanço-recuo para evitar acumulação de erro.</li> </ul>
4.2.6	Cilindro mestre e cilindros escravos	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Boa precisão.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necessidade de cilindro especial;</li> <li>• Espaço ocupado;</li> <li>• Complexidade adicionada;</li> <li>• Custo elevado.</li> </ul>
4.2.7	Cilindros de corpo duplo	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Boa precisão.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Necessidade de cilindro especial;</li> <li>• Espaço ocupado;</li> <li>• Complexidade adicionada;</li> <li>• Custo elevado.</li> </ul>
4.2.8	Controlo em malha fechada	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Solução flexível mesmo para perturbações externas;</li> <li>• Excelente precisão;</li> <li>• Capacidade de sincronismo até 20 cilindros hidráulicos;</li> <li>• Velocidade variável na aproximação dos fins de curso.</li> </ul>	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Complexidade adicionada;</li> <li>• Custo elevado;</li> <li>• Possível necessidade de aquisição de componentes especiais.</li> </ul>



## Capítulo 5

### Desenvolvimento da solução

Este capítulo aborda a proposta de uma solução para o esquema hidráulico renovado, bem como para o sistema de comando do movimento do Bigtainer®.

Das várias soluções de sincronismo apresentadas no capítulo anterior, pretende-se utilizar uma que obedeça a algumas características principais:

- de implementação compacta e expedita,
- de baixo custo e com componentes de fácil aquisição.

As soluções apresentadas no capítulo anterior revelam-se, na sua maioria, inaplicáveis ao Bigtainer® por este utilizar cilindros de simples efeito em vez dos cilindros de duplo efeito apresentados nos exemplos.

Algumas das soluções revelam-se, também, demasiado frágeis na compensação das forças envolvidas (controlo fluxométrico individual), demasiado espaçosas (cilindros em série, cilindros mestre e escravos, cilindros de corpo duplo) e demasiado dispendiosas (sincronização por veio de torção e controlo proporcional).

Assim, a solução que é proposta é baseada na indicada para o controlo em malha fechada (4.2.8), onde cada cilindro possuirá a sua válvula de controlo *on-off*, mas, em vez de um sensor de deslocamento para cada cilindro, a informação da inclinação da plataforma será dada por um inclinómetro. Para uma primeira aproximação à definição dos componentes será admitida uma diferença de alturas máxima de 10mm entre os cilindros em ambas as direcções da plataforma. Esta solução requer um mecanismo que permita que as pressões em cada cilindro sejam independentes das restantes, pelo que o divisor de caudal da solução original será mantido.

## 5.1 Proposta de esquema hidráulico e de comando para o *Bigtainer*®

Aqui são apresentadas as propostas para o esquema hidráulico e de comando do *Bigtainer*®. Uma vez que o equipamento tem uma falha de segurança relativa às cavilhas de segurança, aqui será proposta a sua inclusão.

Relativamente ao **circuito de comando**, serão necessárias respeitar as seguintes condições:

### Acionamento:

- O controlo da plataforma é realizado através de um comando remoto com dois botões. Um para a subida e outro para a descida do equipamento.

### Sensores:

- Existem sensores de fim de curso de plataforma aberta e plataforma fechada, tampa aberta e tampa fechada e cavilhas de segurança avançadas ou recolhidas.

### Funcionamento:

- O funcionamento é sequencial. Para subir, a sequência é a seguinte: plataforma – cavilhas – tampa. Para descer a sequência é inversa;
- Se o operador largar o botão de subir ou descer do comando remoto, o equipamento deverá parar imediatamente o seu movimento. Ao voltar a premir um dos botões, o sistema continuará a sequência definida acima;
- A central hidráulica apenas é ligada para:
  - subir a plataforma,
  - avançar e recuar as cavilhas de segurança, e
  - subir a tampa até serem atingidos os sensores de fim-de-curso respetivos;
- Para descer a tampa e a plataforma não é necessário ativar a central, exceto para recolher as cavilhas de segurança;
- Ao premir o botão de subida, os cilindros da plataforma estendem até ser atingido o sensor de fim de curso de plataforma aberta. As cavilhas de segurança avançam e só depois se inicia a extensão dos cilindros da tampa até ao fim de curso de tampa aberta;
- Quando o equipamento se encontra totalmente aberto, isto é, com a tampa subida, carregar no botão de subir não deverá produzir qualquer ação. O mesmo é válido para o botão de descer no caso do equipamento se encontrar fechado.

## 5.2 Análise do circuito novo

Com base nas condições acima, e mantendo os cilindros da plataforma e da tampa, propõe-se utilizar uma eletroválvula direcional 2/2 para cada cilindro que será atuada tendo em conta a informação de um inclinómetro de dois eixos que irá garantir um movimento da plataforma a menos de um erro. Assim, pretende-se utilizar um inclinómetro para obter informação em malha fechada da inclinação da plataforma.

O esquema hidráulico é apresentado na Figura 5.1. A análise do esquema é detalhada a seguir.

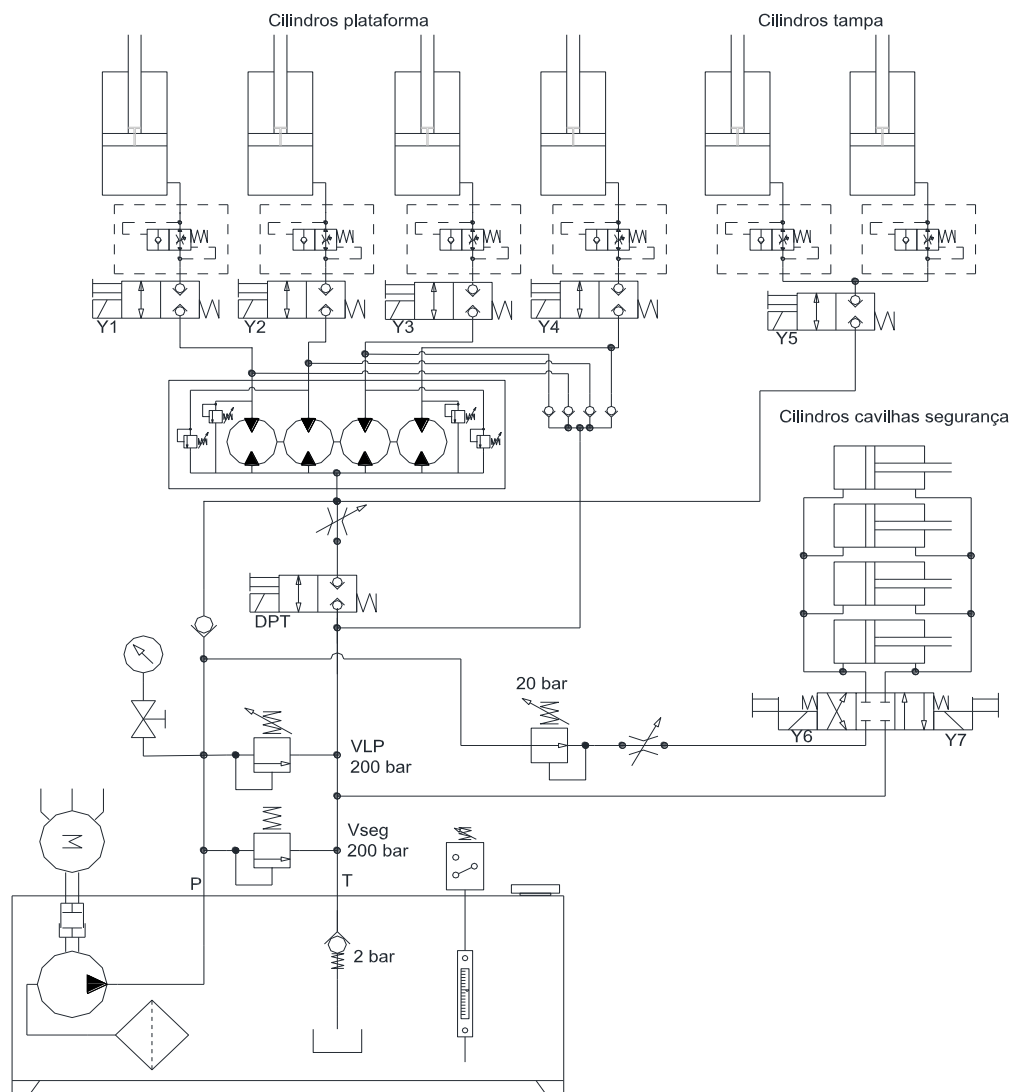


Figura 5.1 - Esquema hidráulico proposto

### Itens gerais:

Ao esquema proposto foi adicionado uma válvula de segurança cuja aplicação é obrigatória, mesmo tendo em conta que a pressão máxima que o sistema pode atingir com o motor com

potência de 15kW e a bomba com caudal de 40ℓ/min, é de aproximadamente 225 bar, apenas 25 bar em excesso relativamente à pressão de trabalho. No esquema atual, a bomba arranca sempre em carga até ser atingida a pressão de 200 bar, o que faz com que a válvula de segurança abra. Isto poderia ser evitado recorrendo a uma válvula de descarga, contudo, dado que o sistema tem poucos arranques por ciclo de funcionamento, esta válvula poderá ser desprezada.

Todas as eletroválvulas direcionais deverão possuir socorro manual por motivo de testes ou de resolução de problemas.

### **Plataforma:**

Cada cilindro da plataforma possui agora uma eletroválvula direcional de assento cónico. Uma vez que a bomba debita 40ℓ/min, cada uma destas válvulas deverá permitir uma passagem de caudal de cerca de 10ℓ/min. A aplicação de válvulas direcionais a cada cilindro permite controlar a passagem, ou não, de fluido para o cilindro, informação que será dada pela utilização de um inclinómetro. A utilização de válvulas de assento cónico, em detrimento das válvulas de gaveta, permite eliminar as fugas e a consequente descida indevida da plataforma, bem como obter uma resposta mais rápida no acionamento. Cada cilindro mantém a sua válvula anti rutura para evitar descidas intempestivas em caso de rutura da mangueira de ligação. O divisor de caudal, que já era usado anteriormente, foi mantido por ser necessário tornar independentes as pressões em cada cilindro de forma a permitir a estabilização da plataforma. Este possui válvulas limitadoras de pressão internas (ver Figura 5.2) que permitem a refasagem dos cilindros. Neste caso, permitirão que, ao ser necessário desativar um cilindro na subida, não ocorra sobrepressão na saída bloqueada que impeça o movimento das restantes saídas do divisor. De igual forma, para não ocorrer cavitação na descida da plataforma, foram adicionadas válvulas de retenção individuais a cada cilindro, com ligação ao tanque para garantir o fornecimento de pequenos caudais nas correções da inclinação da plataforma. Foi adicionada uma válvula de retenção com uma pressão residual de 2bar para garantir o enchimento das linhas com fluído.

Para resolver os problemas de compressibilidade é aconselhado aumentar o diâmetro dos cilindros para ser possível trabalhar a pressões mais baixas.

Ao ligar a bomba para subir a plataforma, o caudal fica logo disponível nas eletroválvulas Y1 a Y4. Assim que a plataforma atinge o sensor de “plataforma subida” e, dado que a diferença máxima entre os cilindros estará assegurada, uma eletroválvula 4/3 de gaveta irá permitir o avanço de 4 pequenos cilindros hidráulicos de duplo efeito. Estes cilindros estarão situados



junto dos cilindros verticais da plataforma e serão posicionados na horizontal. A extensão dos cilindros é realizada no sentido exterior do perímetro da plataforma, de forma a fixar à cuba do equipamento. Para este efeito, os cilindros necessitarão de um pequeno curso (cerca de 200mm) e de baixa capacidade de força, uma vez que não realizarão força na direção da haste, já que para as recolher será fornecido caudal aos cilindros da plataforma para facilitar o recuo. Pela baixa necessidade de pressão, foi adicionada uma válvula redutora de pressão a 20 bar (valor arbitrado) e um restritor de caudal para diminuir a velocidade de movimentação dos cilindros das cavilhas de segurança. As características destes cilindros serão indicadas mais à frente.

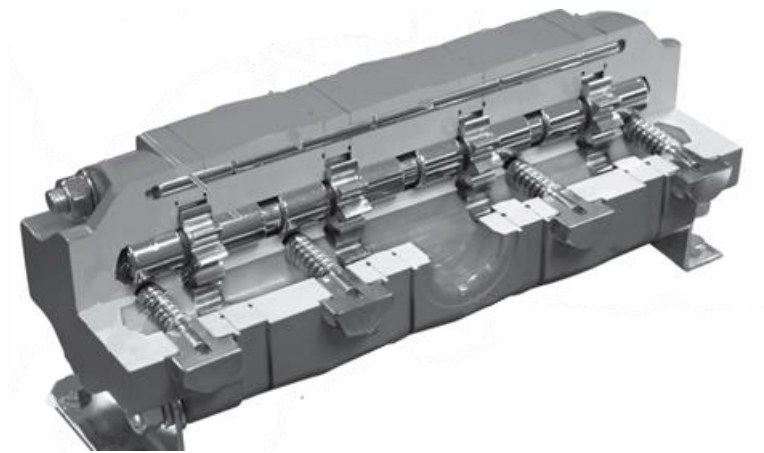


Figura 5.2 - Divisor de engrenagens exteriores cortado<sup>7</sup>

Para realizar o movimento de descida da plataforma, e uma vez que a força gravítica é suficiente para a fazer descer, a bomba não necessita de ser ligada. Assim, foi adicionada uma válvula antirretorno na linha de pressão do grupo hidráulico e uma eletroválvula direcional 2/2 com capacidade para 20ℓ/min que permite o retorno do fluído ao tanque, passando por um restritor, que controla a velocidade de descida da plataforma.

Uma vez que as cavilhas de segurança necessitam de estar recolhidas para permitir o movimento da plataforma, a bomba terá que ser ligada de modo a subir ligeiramente a plataforma para permitir uma recolha suave e facilitada dos cilindros das cavilhas de segurança e desligar-se de imediato para uma poupança de energia.

### **Tampa:**

Para o controlo do movimento dos cilindros de simples efeito da tampa, optou-se por manter uma única eletroválvula (Y5), uma vez que este equipamento não admite acompanhamento de

---

<sup>7</sup> Retirado de [http://vp.salesmrc.com/pdfs/Sec\\_341.6.pdf](http://vp.salesmrc.com/pdfs/Sec_341.6.pdf)

pendentes e a carga na direção transversal da tampa é constante. A linha de fornecimento não possui qualquer restritor, visto que se pretende que a tampa abra com a maior velocidade possível. Uma vez que existe o sensor de fim de curso dos cilindros, não há o perigo de impactos brutos entre o êmbolo e o corpo do cilindro da tampa. A eletroválvula direcional (DPT) permite a descida da tampa até ser atingido o fim de curso de tampa fechada.

Os cilindros da tampa possuem as características abaixo:

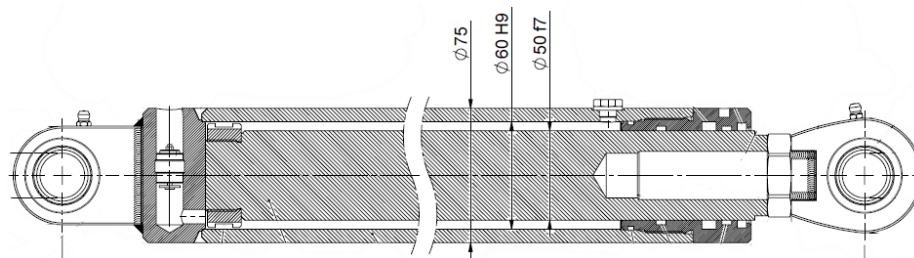


Figura 5.3 - Cilindro da tampa do *Bigtainer*®

$\phi_{\text{haste}} = 50\text{mm}$ ,  $\phi_{\text{êmbolo}} = 60\text{mm}$ ,  $l_{\text{comprimido}} = 981\text{mm}$ , curso = 745mm. São necessários 2,1ℓ de óleo para fazer avançar totalmente cada cilindro. Se o caudal da bomba de 40 ℓ/min for repartido de igual forma pelos 2 cilindros, cada um demora 6,3s a abrir e deslocam-se a uma velocidade de 118mm/s. Trata-se de uma velocidade algo elevada, mas que se traduz numa velocidade periférica da tampa aceitável, pelo que dispensa a utilização de restritores adicionais.

### 5.3 Dimensionamento dos cilindros das cavilhas de segurança

Dado que serão inseridas 4 cavilhas de segurança, serão aqui definidas as características que os cilindros hidráulicos deverão possuir.

A pressão de trabalho pretendida será de 20bar, visto que não se pretende que as cavilhas realizem esforços na direção da haste, mas apenas ser sujeitas ao corte. Uma vez que a haste de um cilindro hidráulico nunca deve ser utilizada ao corte, esta irá fazer mover um veio corretamente dimensionado para suportar a carga de aproximadamente 350 kN/4 cavilhas= 87,5 kN, com um fator de segurança superior a 2.

Admitindo um tempo de avanço de 5s como um valor aceitável, e sabendo que o curso que as cavilhas deverão possuir para que um veio preso à haste do cilindro possa entrar cerca de 60mm nas paredes da cuba é de 235mm, isto reflete-se numa velocidade de avanço de 47mm/s. Trata-se de um valor de velocidade razoável.

Consultando as normas de valores nominais de tubos e hastes hidráulicas, é possível verificar que o cilindro poderá ter as seguintes dimensões:

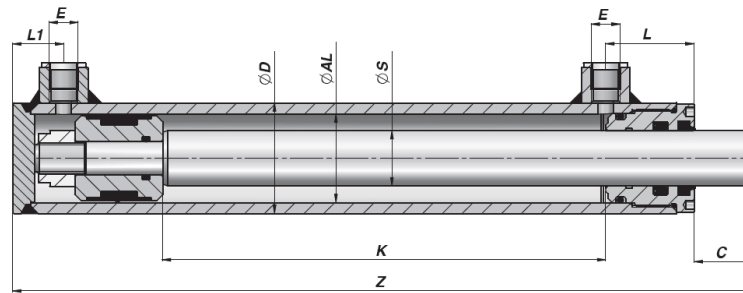


Figura 5.4 - Configuração do cilindro de duplo efeito das cavilhas de segurança [retirado de contarini.net]

$\phi_{\text{haste}} = 20\text{mm}$	$\phi_{\text{êmbolo}} = 40\text{mm}$
$\phi_{\text{corpo}} = 50\text{mm}$	Curso = 235mm

Um cilindro com estas características possui um volume de óleo de 0,22ℓ. Para que se cumpra a abertura em 5s, é necessário um caudal na linha de fornecimento de 2,7ℓ/min. Dado que a bomba debita 40ℓ/min, o restritor deverá ser escolhido e regulado mediante os valores acima.

## 5.4 Comando da máquina

Para a explicação do comando da máquina relembra-se aqui que se trata de um equipamento movido por 4 cilindro hidráulicos de simples efeito, que deverão estar sincronizados, para elevação a 2690mm de altura de um compactador, cujo centro de gravidade é descentrado. O compactador possui uma elevada variação de massa (entre 4t e 17t), e o tempo máximo de abertura admissível da plataforma é de 60s, o que perfaz um movimento teórico e independente da carga com 45mm/s. Possui um ciclo de trabalho muito baixo. Trata-se assim de um sistema, à partida, naturalmente equilibrado e sincronizado, funcionando sempre da mesma forma.

Relativamente ao comando da máquina, é possível realizar o *grafcet* funcional.

As variáveis tomam as seguintes codificações:

- PS – Plataforma Subida
- PD – Plataforma Descida
- TS – Tampa Subida
- TD – Tampa Descida
- CA – Cavilhas Avançadas
- CR – Cavilhas Recuadas
- M – Motor ligado
- S – Botão Subir
- D – Botão Descer
- DV – Dados válidos
- DPT – Eletroválvula de descer plataforma ou tampa

As ações na folha seguinte têm a seguinte funcionalidade:

- “Avançar cavilhas”: ativar Y7;
- “Subir tampa”: Ativar Y5;
- “Descer tampa”: Ativar Y5 e DPT;
- “Recuar cavilhas”: Ativar Y6;
- “Subir plataforma compensada” corresponde a ativar Y1 a Y4 mediante as condições indicadas no grafcet da macroetapa subir plataforma, indicado na Figura 5.14;
- “Descer plataforma compensada” corresponde a ativar Y1 a Y4 mediante as condições indicadas no grafcet da macroetapa descer plataforma, indicado na Figura 5.15, bem como ativar a eletroválvula DPT.

Para fazer funcionar o sistema, são vários os *grafcet* que estão ativos em simultâneo e responsáveis por:

- Componente sequencial do sistema;
- Funcionamento do motor da central hidráulica;
- Subida compensada da plataforma;
- Descida compensada da plataforma.

O “funcionamento” do *grafcet* do sistema é sequencial e pretende-se que enquanto o botão de subida se mantenha premido seja possível fazer avançar cada uma das partes do sistema, mantendo-se a possibilidade de fazer descer a plataforma ou a tampa em qualquer momento, exceto no avanço das cavilhas de segurança. Caso se pressione novamente o botão de subida ou descida da plataforma, é retomado o movimento sequencial.

- Grafcet do sistema

Para fazer subir a plataforma (macro etapa X1) que consiste em ativar as eletroválvulas Y1 a Y4 de forma controlada, é necessário que:

- o botão subir do comando (S) se mantenha premido, e
- o sensor de plataforma subida não esteja ativo ( $\overline{PS}$ ), e
- o motor esteja ligado (M), e
- o botão descer não esteja premido ( $\overline{D}$ ).

Assim que o botão subir deixe de ser premido ( $\overline{S}$ ), ou o sensor de plataforma subida estiver ativo (PS), a etapa X1 deixa de ser válida e a plataforma deixa de subir, sendo efetuada uma nova verificação do estado.

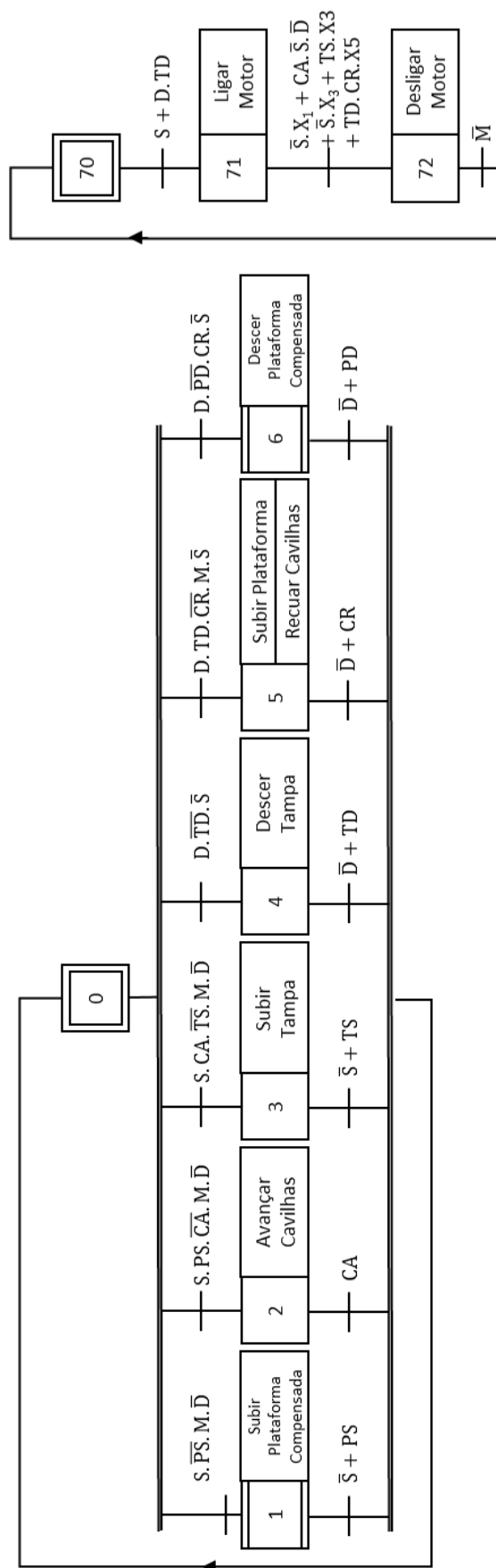


Figura 5.5 - Grafcet de funcionamento do sistema e motor

Para fazer avançar as cavilhas (etapa X2), que consiste em ativar a eletroválvula Y7, é necessário que:

- o botão subir (S) se mantenha premido<sup>8</sup>, e
- o sensor de plataforma subida (PS) esteja ativo, e
- as cavilhas não estejam avançadas ( $\overline{CA}$ ), e
- o motor esteja ligado (M), e
- o botão descer não esteja ativo ( $\overline{D}$ ).

Por questões de segurança, pretende-se que as cavilhas de segurança não possam ser inativas até que o sensor de cavilha avançada (CA) seja ativo. Este é o único caso, onde desativar o botão subir não para o movimento do sistema.

Para fazer subir a tampa (etapa X3) que consiste em ativar a eletroválvula Y5, é necessário que:

- o botão de subida esteja premido (S), e
- as cavilhas estejam avançadas (CA), e
- o sensor de tampa subida não esteja já ativo ( $\overline{TS}$ ), e
- o motor esteja ativo (M), e
- o botão de descida não esteja ativo ( $\overline{D}$ ).

Assim que o botão subir deixe de estar premido ( $\overline{S}$ ) ou o sensor de tampa subida esteja ativo (TS), a tampa para o seu movimento.

Para fazer descer a tampa (etapa X4), que consiste em ativar as eletroválvulas DPT e Y5, é necessário que:

- o botão descer esteja premido (D), e
- a tampa não esteja descida ( $\overline{TD}$ ), e
- o botão subir não esteja premido ( $\overline{S}$ ).

Assim que o botão de descida deixe de estar premido ( $\overline{D}$ ), ou o sensor de tampa descida esteja ativo (TD), a etapa deixa de ser válida.

Para fazer recuar as cavilhas (etapa X5) que consiste em ativar a eletroválvula Y6, é necessário que:

---

<sup>8</sup> Esta característica tem exclusivamente a função de garantir que a etapa “avançar cavilhas” não se ative involuntariamente, com a plataforma descida, por exemplo em caso de substituição do sensor da plataforma subida.

- o botão descer esteja premido (D), e
- o sensor de tampa descida esteja ativo (TD), e
- as cavilhas não estejam recuadas ( $\overline{CR}$ ), e
- o motor esteja ligado (M), e
- o botão subir não esteja ativo ( $\overline{S}$ ).

Para facilitar o recuo das cavilhas, em simultâneo, será dada ordem de subida da plataforma (entrando na macro etapa X1). Assim que o botão descer deixe de ser premido ( $\overline{D}$ ) ou as cavilhas estejam recuadas (CR) a etapa deixa de estar ativa.

Para fazer descer a plataforma (macro etapa X6), que consiste em ativar as eletroválvulas Y1 a Y4 de forma controlada bem como ativar a eletroválvula DPT, é necessário que:

- o botão descer esteja ativo (D), e
- o sensor de plataforma descida não esteja ativo ( $\overline{PD}$ ), e
- as cavilhas estejam recuadas (CR), e
- o botão subir não esteja premido ( $\overline{S}$ ).

Assim que o botão descer deixe de ser premido ( $\overline{D}$ ), ou o sensor de plataforma descida esteja ativo (PD), a etapa deixa de estar ativa.

- Grafcet do motor da central hidráulica

As etapas X70 a X72 definem o funcionamento do motor.

O motor é ligado (etapa X71) sempre que:

- se prima o botão subir (S), ou
- se prima o botão descer (D) e a tampa estiver descida (TD).

O motor é desligado (etapa X72) assim que:

- o botão subir deixe de ser premido ( $\overline{S}$ ), e
- a etapa X1 (subir plataforma) esteja ativa, se as cavilhas estiverem avançadas (TA), e
- os botões subir e descer não estejam premidos ( $\overline{S} \cdot \overline{D}$ )<sup>9</sup>, se a tampa estiver subida (TS), e
- a etapa X3 estiver ativa, ou ainda se a tampa estiver descida (TD), e

---

<sup>9</sup> Esta função permite parar o motor, caso não se pretenda subir a tampa por razões de manutenção e ainda impedir desligar e ligar o motor entre as etapas X2 e X3.

- as cavilhas estiverem recuadas (TR), e
- a etapa X5 estiver ativa<sup>10</sup>.

#### 5.4.1 Explicação da subida e descida compensada

Uma vez que o divisor de caudal foi mantido por ser necessário fornecer igual caudal a cada cilindro independentemente da força a que está sujeito, de forma a igualar as velocidades, será este o elemento responsável pela principal função de sincronismo. Como referido anteriormente, o divisor possui um erro máximo na divisão do caudal de 15% para diferenças de pressão de 100 bar, característica indicada na Tabela 3.2. Assim, o inclinómetro terá como função medir as pequenas diferenças de inclinação do sistema correspondentes a falta de sincronismo de movimento. Para a sua implementação é necessário analisar como este irá interagir com o sistema.

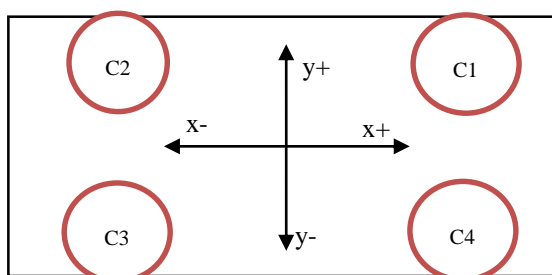


Figura 5.6 - Esquema da plataforma vista de topo com representação esquemática dos 4 cilindros hidráulicos

A Figura 5.6 apresenta um esquema da plataforma vista de cima, onde os círculos C1 a C4 representam os 4 cilindros da plataforma, com uma numeração arbitrada. O sistema de eixos do esquema representa o posicionamento do inclinómetro relativamente aos cilindros. Foi arbitrado este posicionamento por se tratar de uma plataforma com comprimento muito superior à largura. Não é necessária a referenciação da parte da frente ou de trás do equipamento, desde que se mantenha o posicionamento do inclinómetro relativamente aos cilindros.

---

<sup>10</sup> A última condição permite que o motor fique ligado, caso na descida o botão D deixe de ser premido e as trancas não recuem totalmente. Isto permite deixar o utilizador alertado para que algo não está correto.



#### 5.4.2 Evolução do sistema *versus* informação do inclinómetro

A melhor forma de retratar a evolução do sistema *versus* informação do inclinómetro será pensar no inclinómetro como um nível de bolha. Assim, podem ocorrer os seguintes casos:

##### Sistema em avanço (plataforma a subir):

- Caso os cilindros C1 e C4 avancem mais rapidamente que os cilindros C2 e C3, a “bolha” do inclinómetro evolui no sentido de X+;
- Caso os cilindros C1 e C2 avancem mais rapidamente que os cilindros C3 e C4, a “bolha” do inclinómetro evolui no sentido de Y+;
- Caso os cilindros C2 e C3 avancem mais rapidamente que os cilindros C1 e C4, a “bolha” do inclinómetro evolui no sentido de X-;
- Caso os cilindros C3 e C4 avancem mais rapidamente que os cilindros C1 e C2, a “bolha” do inclinómetro evolui no sentido de Y-;
- Se apenas um dos cilindros estiver a avançar, a “bolha” do inclinómetro evolui para o quadrante desse cilindro.

##### Sistema em recuo (plataforma a descer):

- Caso os cilindros C1 e C4 recuem mais rapidamente que os cilindros C2 e C3, então a informação dada pelo inclinómetro é de que o sistema evolui no sentido de X-;
- Caso os cilindros C1 e C2 recuem mais rapidamente que os cilindros C3 e C4, o inclinómetro evolui no sentido de Y-;
- Caso os cilindros C2 e C3 recuem mais rapidamente que os cilindros C1 e C4, o inclinómetro evolui no sentido de X+;
- Caso os cilindros C3 e C4 recuem mais rapidamente que os cilindros C1 e C2, o inclinómetro evolui no sentido de Y+;
- Se apenas um dos cilindros estiver a recuar, a “bolha” do inclinómetro evolui para o quadrante do cilindro oposto.

#### 5.4.3 Evolução do sistema – ordem a fornecer

Tratando-se de um sistema grosseiro, sem necessidade de posicionamento rigoroso, a escala pretendida para o sincronismo deverá ser da ordem dos milímetros. Por essa razão, será permitido ao sistema movimentar-se num intervalo de valores de inclinação que deverá ser definido tendo em conta o curso dos cilindros, a distância entre os mesmos, a dimensão da plataforma e a utilização do divisor de caudal. Este intervalo pode ser representado como indicado na Figura 5.7, onde  $-L_x$ ,  $L_x$  representam, respetivamente, os limites mínimos e máximos da inclinação na direção x e  $-L_y$ ,  $L_y$  representam, respetivamente, os limites mínimos e máximos da inclinação na direção y.

É assim possível definir condições de funcionamento do sistema para subir e descer a plataforma.

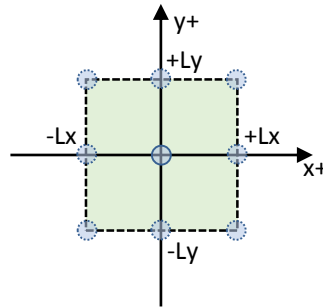


Figura 5.7 – Limites permitidos das inclinações da plataforma: espaço limite de movimentação da plataforma (a verde); ‘bolha’ do inclinômetro (a azul).

#### **Quando a plataforma sobe:**

- Se  $i_y > L_y$ , os cilindros 1 e 2 avançam mais rápido que os cilindros 3 e 4;
- Se  $i_y < -L_y$ , os cilindros 3 e 4 avançam mais rápido que os cilindros 1 e 2;
- Se  $i_x > L_x$ , os cilindros 1 e 4 avançam mais rápido que os cilindros 2 e 3;
- Se  $i_x < -L_x$ , os cilindros 2 e 3 avançam mais rápido que os cilindros 1 e 4.

Combinando as informações relativas às inclinações nos dois eixos, é possível determinar qual o cilindro que se move mais rápido e desativar a eletroválvula que o controla.

Condição	Descrição	Ação
$i_x > L_x$ e $i_y > L_y$	Cilindro 1 sobe mais rápido	Desativar C1
$i_x < -L_x$ e $i_y > L_y$	Cilindro 2 sobe mais rápido	Desativar C2
$i_x < -L_x$ e $i_y < -L_y$	Cilindro 3 sobe mais rápido	Desativar C3
$i_x > L_x$ e $i_y < -L_y$	Cilindro 4 sobe mais rápido	Desativar C4

#### **Quando a plataforma desce:**

- Se  $i_y > L_y$ , os cilindros 1 e 2 recuam mais lentamente que os cilindros 3 e 4;
- Se  $i_y < -L_y$ , os cilindros 3 e 4 recuam mais lentamente que os cilindros 1 e 2;
- Se  $i_x > L_x$ , os cilindros 1 e 4 recuam mais lentamente que os cilindros 2 e 3;
- Se  $i_x < -L_x$ , os cilindros 2 e 3 recuam mais lentamente que os cilindros 1 e 4.

Condição	Descrição	Ação
$i_x > L_x$ e $i_y > L_y$	Cilindro 3 desce mais rápido	Desativar C3
$i_x < -L_x$ e $i_y > L_y$	Cilindro 4 desce mais rápido	Desativar C4
$i_x < -L_x$ e $i_y < -L_y$	Cilindro 1 desce mais rápido	Desativar C1
$i_x > L_x$ e $i_y < -L_y$	Cilindro 2 desce mais rápido	Desativar C2

Estas condições são necessárias e permitem fornecer uma explicação ao leitor do comportamento a conferir aos cilindros. Contudo, são condições não-suficientes uma vez que o sistema teria tendência para se manter na fronteira entre a zona permitida e a não permitida. Para permitir um período de vida mais longo às eletroválvulas, terá de ser definida uma histerese para que o sistema se mantenha em torno da inclinação zero em ambos os eixos.

Para a implementação, e tratando-se de eletroválvulas de retorno por mola com apenas um solenoide, é mais conveniente determinar as condições de ativação dos solenoides. Essas condições são representadas nas Figura 5.8, Figura 5.9, Figura 5.10 e Figura 5.11, onde a zona verde representa a zona de ativação e a zona vermelha representa a zona de inativação de cada solenoide. A azul estão representadas as condições de histerese forçadas, tendo em conta os cenários possíveis após a desativação de um solenoide. As condições para ativar um determinado cilindro na subida, são as mesmas condições necessárias para ativar o cilindro diametralmente oposto na descida.

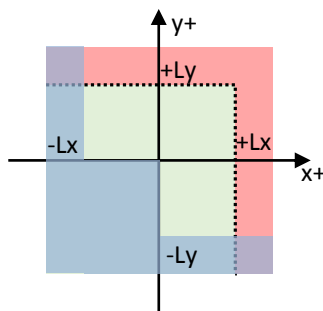


Figura 5.8 - Condições de ativação e desativação do solenoide C1 na subida ou C3 na descida

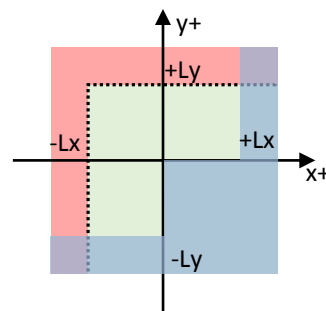


Figura 5.9 - Condições de ativação e desativação do solenoide C2 na subida ou C4 na descida

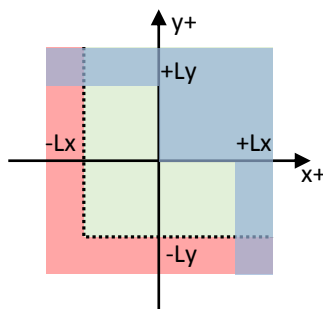


Figura 5.10 - Condições de ativação e desativação do solenoide C3 na subida ou C1 na descida

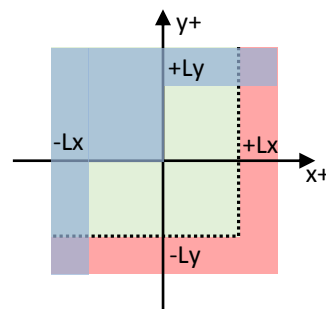


Figura 5.11 - Condições de ativação e desativação do solenoide C4 na subida ou C2 na descida

Assim, para ativar o solenoide C1 na subida ou o solenoide C3 na descida é necessário que a inclinação em x e a inclinação em y sejam iguais ou inferiores aos limites máximos ( $i_x \leq L_x \cdot i_y \leq L_y$ ). Para desativar, basta que o limite máximo num dos eixos seja ultrapassado ( $i_x > L_x + i_y > L_y$ ). Para forçar a histerese antes de uma nova reativação do solenoide, a “bolha” do inclinómetro deverá mover-se para o quadrante oposto dos limites iniciais ( $i_x < 0 \cdot i_y < 0$ ) ou então atingir os limites opostos aos iniciais ( $i_x < -L_x + i_y < -L_y$ ).

A existência da condição  $i_x < 0 \cdot i_y < 0$  é necessária para o caso de se ter excedido apenas um dos limites da inclinação. Tomando como exemplo o caso representado na Figura 5.12, em que a inclinação em y tenha ultrapassado o limite permitido ( $i_y > L_y$ ) mas a inclinação em x se mantenha dentro do limite permitido ( $i_x < L_x$ ) e muito próximo do eixo y. Isto faria com que o solenoide estivesse constantemente a ser atuado por estar na fronteira de  $L_y$ . Esta razão obriga a implementar a condição de que o controlo deverá aguardar que a “bolha” passe para o lado oposto. O mesmo raciocínio é repetido para os restantes solenoides.

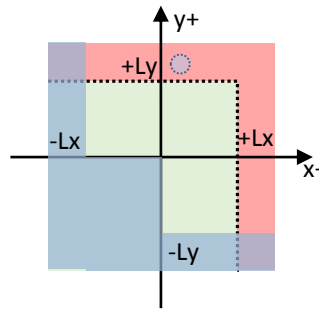


Figura 5.12 - Exemplo de caso que deu origem à condição  $i_x < 0 \cdot i_y < 0$

Para ativar o solenoide C2 na subida ou o solenoide C4 na descida é necessário que a inclinação em x seja igual ou superior ao limite mínimo ( $i_x \geq -L_x$ ) e a inclinação em y seja igual ou inferior ao limite máximo ( $i_y \leq L_y$ ). Para desativar, basta que o limite mínimo em x ou o limite máximo em y sejam ultrapassados ( $i_x < -L_x + i_y > L_y$ ). Para forçar a histerese antes de uma nova reativação do solenoide, a “bolha” do inclinómetro deverá mover-se para o quadrante oposto dos limites iniciais ( $i_x > 0 \cdot i_y < 0$ ) ou então atingir os limites opostos aos iniciais ( $i_x > L_x + i_y < -L_y$ ).

Para ativar o solenoide C3 na subida ou o solenoide C1 na descida é necessário que a inclinação em x e a inclinação em y sejam iguais ou superiores aos limites mínimos ( $i_x \geq -L_x \cdot i_y \geq -L_y$ ). Para desativar, basta que o limite mínimo num dos eixos seja ultrapassado ( $i_x < -L_x + i_y < -L_y$ ). Para forçar a histerese antes de uma nova reativação do solenoide, a

“bolha” do inclinômetro deverá mover-se para o quadrante oposto dos limites iniciais ( $i_x > 0 \cdot i_y > 0$ ) ou então atingir os limites opostos aos iniciais ( $i_x > L_x + i_y > L_y$ ).

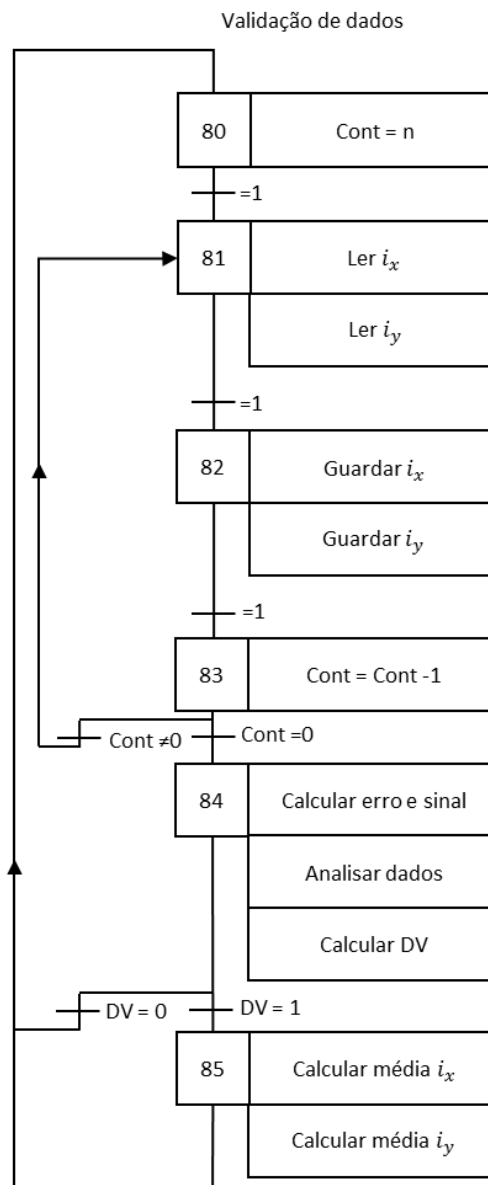
Para ativar o solenoide C4 na subida ou o solenoide C2 na descida é necessário que a inclinação em x seja igual ou inferior ao limite máximo ( $i_x \leq L_x$ ) e a inclinação em y seja igual ou superior ao limite mínimo ( $i_y \geq -L_y$ ). Para desativar, basta que o limite máximo em x ou o limite mínimo em y sejam ultrapassados ( $i_x > L_x + i_y < -L_y$ ). Para forçar a histerese antes de uma nova reativação do solenoide, a “bolha” do inclinômetro deverá mover-se para o quadrante oposto dos limites iniciais ( $i_x < 0 \cdot i_y > 0$ ) ou então atingir os limites opostos aos iniciais ( $i_x < -L_x + i_y > L_y$ ).

#### Validação de dados

Uma vez que o período de amostragem dos dados do inclinômetro deverá ser muito inferior ao período de comando das eletroválvulas (não o tempo de resposta das eletroválvulas), será possível e desejável utilizar um mecanismo que garanta que os valores lidos pelo inclinômetro são concordantes entre si e descartam ou minimizam picos resultantes de movimentos de paragem ou arranque da plataforma, ainda que sejam mínimos.

Uma forma de validar os dados é definir um tempo de ciclo majorado do programa do PLC, que permita que o inclinômetro efetue n leituras nos dois eixos, que serão guardadas e comparadas entre si para determinar o comportamento da plataforma. Se os n dados obtidos durante o tempo de medição forem concordantes entre si (a menos de um erro resultante do período de tempo entre leituras que é traduzido num movimento dos cilindros, logo numa inclinação máxima) e se todos possuírem o mesmo sinal, então a ação de correção utilizará a média dos valores lidos para indicar que solenoides deverão atuar. Se o resultado não for válido, então a ação de comando irá aguardar por um grupo de leituras válido.

Na Figura 5.13, é representado o mecanismo de validação de dados, onde na etapa X80 é definido o número de leituras a efetuar. Na etapa X81 são lidos os valores das inclinações nos dois eixos, e estes valores são guardados na etapa X82. A etapa X83 desconta uma unidade ao contador de iterações. A leitura e a gravação são repetidas até que se alcance a iteração zero. Quando isso acontece, são calculados os erros e os sinais entre as medições e os dados são analisados na etapa X84. Estas verificações serão explicadas mais à frente. Se os dados forem válidos, a variável DV atualiza para 1 (DV=1) e na etapa X85 são calculados os valores médios das n leituras de  $i_x$  e  $i_y$ . Estes valores serão os utilizados para ativar os solenoides necessários. Se os dados forem inválidos (DV=0), então os valores são reescritos.

Figura 5.13 - *Grafcet* de validação de dados

Na etapa X82, cada  $i_x$  e  $i_y$  lido pelo inclinómetro é guardado em variáveis no PLC sucessivamente até à leitura  $n$  na sequência representada na Tabela 5.1, onde  $i_x(n)$  representa o valor lido no PLC para a inclinação em  $x$ . O mesmo procedimento terá que ser aplicado aos valores lidos da inclinação em  $y$ .

Na etapa X84, o cálculo **de erro entre as medições** é realizado analisando se a diferença absoluta entre as leituras sucessivas nas inclinações está dentro de um valor máximo de erro, resultante do tempo passado entre as leituras  $|i_x(n) - i_x(n-1)| < e_m$ .

Tabela 5.1 - Esquema de leitura e gravação de valores lidos pelo inclinómetro para  $i_x$

Leitura	1	2	3	.	n
$i_x(1)$	$i_x(1)$	$i_x(n-1)$	$i_x(n-2)$	.	$i_x(n-(n-1))$
$i_x(2)$	0	$i_x(2)$	$i_x(n-1)$	.	$i_x(n-(n-2))$
$i_x(3)$	0	0	$i_x(3)$	.	$i_x(n-(n-3))$
.	.	.	.	.	
$i_x(n)$	0	0	0	.	$i_x(n)$

Para garantir que a plataforma não está com movimentos alternativos e que todas as medições foram obtidas no mesmo quadrante, é necessário comparar o **sinal das medições**, segundo a equação  $i_x(n) \times i_x(n-1) \geq 0$ .

Todos os exemplos acima necessitam de ser replicados para o eixo y.

Combinando as condições de ativação e desativação dos solenoides com a validação dos dados, é possível definir os *grafcet* de funcionamento das macroetapas de acordo com o indicado nas Figura 5.14 e Figura 5.15.

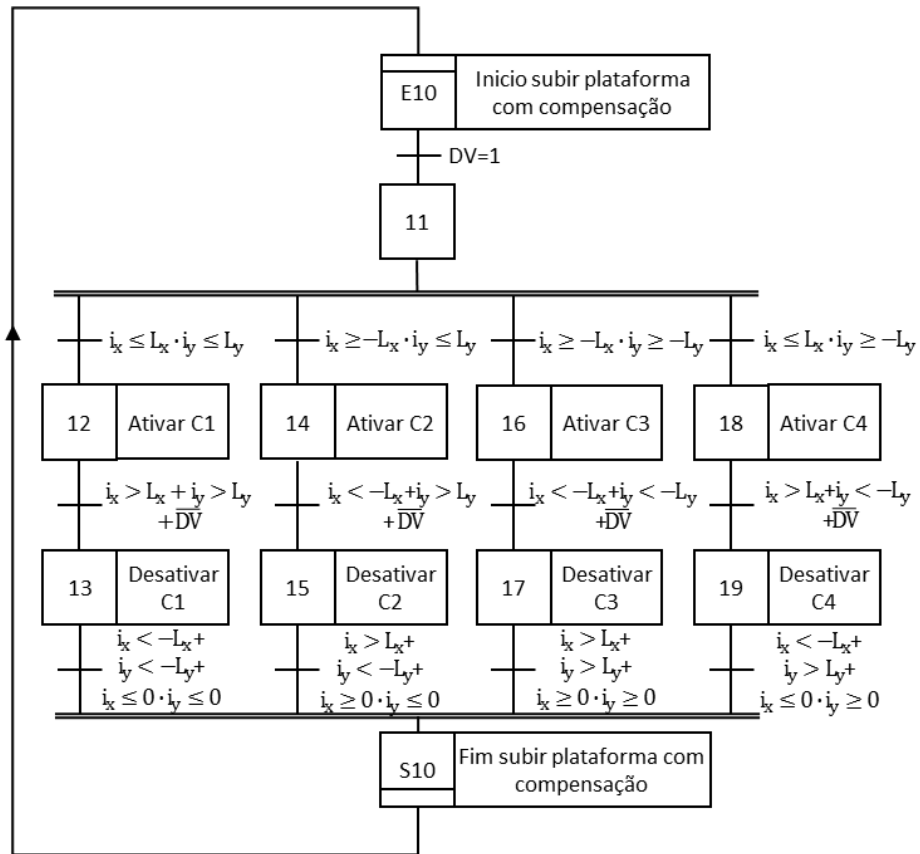


Figura 5.14 – Macroetapa subir plataforma com compensação

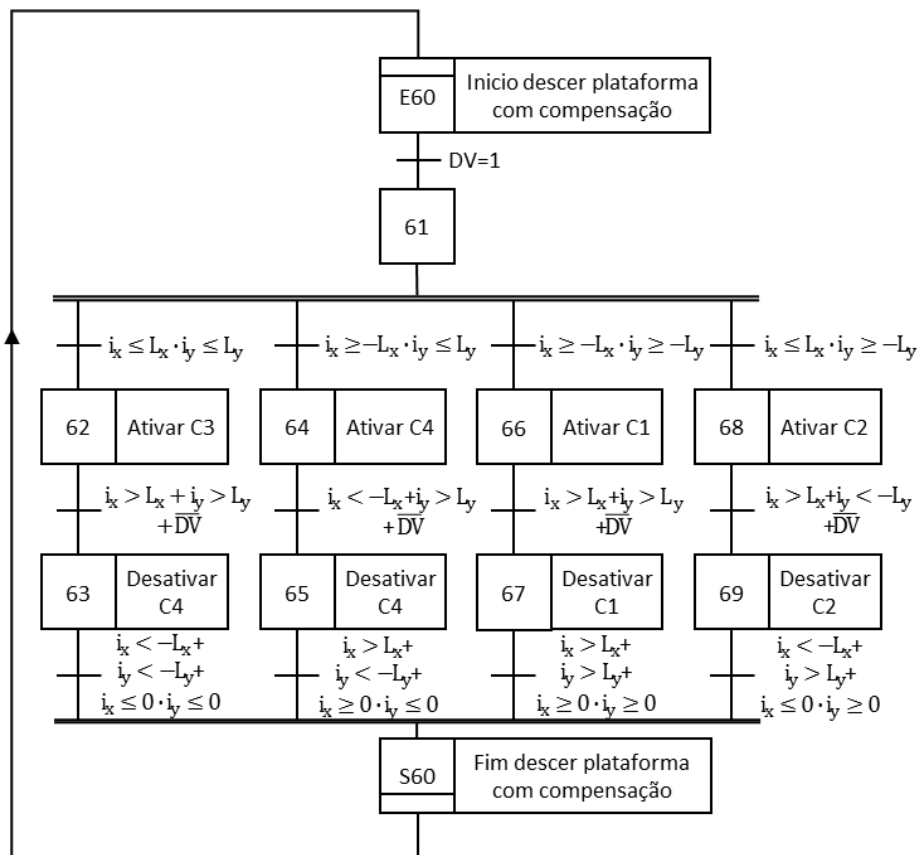


Figura 5.15 – Macroetapa descer plataforma com compensação



## **5.5 Cálculos**

Para calcular o erro máximo de sincronização que a implementação deste sistema será capaz de conferir ao sistema, é necessário escolher os componentes a adquirir como o PLC, o inclinómetro e as eletroválvulas de assento cónico.

São vários os parâmetros que estarão envolvidos na escolha dos componentes, tais como a velocidade de extensão e recolha dos cilindros hidráulicos, o período de ciclo do PLC, a taxa de atualização e a velocidade de transmissão de dados pelo inclinómetro, o tempo de abertura e fecho das eletroválvulas.

Tal como indicado na Figura 3.6, o curso do cilindro da plataforma é de 2690mm. Dado que utiliza aproximadamente 9ℓ de óleo (a uma taxa de 10ℓ/min) demora 54s a ser preenchido, o que se traduz numa velocidade de extensão aproximada de 50mm/s. A velocidade de recuo do cilindro deverá ser ajustada no restritor para que seja idêntica à de avanço, uma vez que se trata de uma descida por gravidade.

### **5.5.1 Escolha do PLC**

Uma vez que a Tnl utiliza PLC's da Schneider para controlar o funcionamento deste equipamento, em particular o modelo TWDLCDA24DRF (ver Figura 5.16) que contempla 14 entradas digitais de 24 VDC e 10 saídas digitais de 2A, será este o PLC escolhido. Este possui ainda uma ligação série não isolada mini DIN RS485 com função de programação. Este PLC tem um custo de 350€. Contudo, uma vez que já era utilizado no equipamento, não será necessário contabilizar o seu custo.

O PLC Twido possui dois tipos de varrimento, um cíclico e um periódico. No varrimento cíclico, assim que o programa é lido e as saídas são alteradas, o sistema imediatamente inicia um novo ciclo (ver Figura 5.17). O tempo de varrimento é sempre menor ou igual a 500ms.

No varrimento periódico (Figura 5.18), a aquisição de entradas, o processamento do programa e a atualização das saídas são feitos periodicamente de acordo com o tempo definido na configuração entre 2 e 150ms. No início do ciclo de controlo, um temporizador inicia a contagem do tempo definido, sendo que este ciclo deverá terminar obrigatoriamente antes do temporizador terminar.



Figura 5.16 - PLC Twido Schneider TWDLCDA24DRF

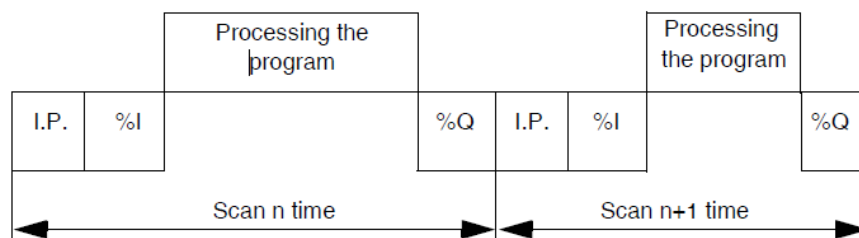


Figura 5.17 - Varrimento cíclico

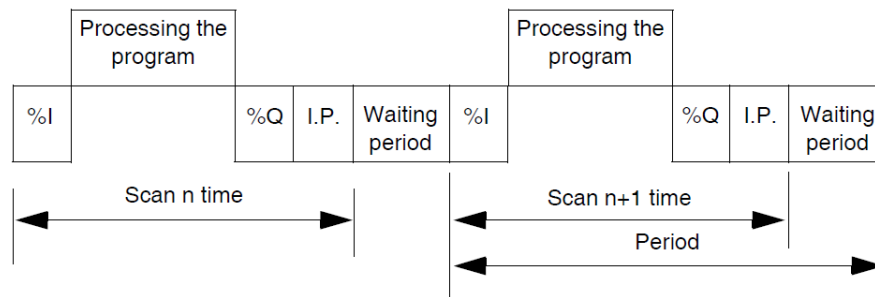


Figura 5.18 - Varrimento periódico

Nas Figura 5.17 e Figura 5.18, retiradas da pág. 64 de [17],

- I.P. é o processamento interno onde o sistema monitoriza o controlador (gere dígitos (*bits*) e palavras (*words*) do sistema, atualiza os contadores e as luzes de estado, deteta RUN/STOP *switches*);
- %I é a aquisição das entradas onde são escritas para a memória os estados das entradas discretas e das entradas da aplicação;
- *Processing the program* é a fase de correr a aplicação escrita pelo utilizador;
- %Q é a atualização das saídas onde são escritos os *bit* de saída ou palavras associadas às saídas discretas ou aos módulos da aplicação.



Figura 5.19 – Porta adicional RS232  
mini DIN opcional Ref. TWD NAC  
232D



Figura 5.20 – Módulo de expansão  
analógico Ref. TM2 AMI 2HT

Admitindo que é escolhido um ciclo de varrimento periódico de 10ms, tal significa que, independentemente do inclinómetro escolhido, as saídas do PLC são atualizadas a cada 10ms.

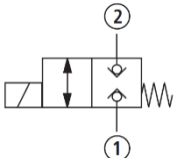
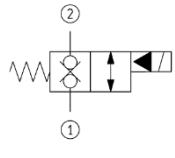
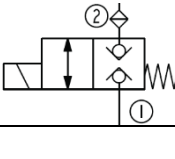
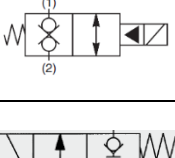
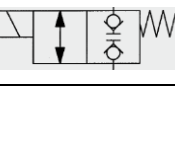
Caso seja escolhido um inclinómetro com saída digital RS232, é necessário adquirir uma porta adicional RS232 mini DIN como a representada na Figura 5.19 e que possui um custo de 32€. A velocidade máxima de leitura da porta série pelo PLC é de 19200bps, pelo que se o inclinómetro fornecer uma *string* de dados de 10 *bit* por eixo (8 bits de dados + 1 start bit + 1 stop bit), traduz-se num tempo mínimo de leitura de 1ms ( $1000/19200=0,0521 \text{ ms/bit} * 20 \text{ bit} \approx 1 \text{ ms}$ ).

Se a saída do inclinómetro a escolher for analógica, para conectar ao PLC será necessário acrescentar um módulo de expansão analógico ao PLC da Schneider como o indicado na Figura 5.20 que possui 2 entradas de 0...10 V ou 4...20 mA, uma resolução de 12 *bit* (4096 pontos) e um período de aquisição de 10ms por canal + um período de ciclo do PLC [18], totalizando um período de leitura de 20ms. Este módulo possui um custo adicional de 194€.

### 5.5.2 Escolha das eletroválvulas direcionais 2/2 de resposta rápida

Para ser possível a obtenção de  $n$  medições de inclinação antes de efetuar uma ação corretiva é necessário que a eletroválvula a comandar possua um tempo de resposta suficientemente rápido. Uma pesquisa das eletroválvulas direcionais de assento cônico com capacidade mínima para um caudal de 10ℓ/min disponíveis no mercado, revelou as características indicadas na tabela abaixo.

Tabela 5.2 - Eletroválvulas direcionais pesquisadas

Fabricante /Referência	Esquema	Caudal máximo nos 2 sentidos [ℓ/min]	Tempo de resposta Abrir – Fechar [ms]	Queda de pressão aproximada @ 10ℓ/min [bar]
Bosch Rexroth KSDE-R-1- N-A-N9-V		20	60 - 60	2.5
Bosch Rexroth VEI-8A-2T- 06-NC-S- NSS		40	40 - 80	2
Hydraforce SV08-28		11.4	50 - 16	15
Parker GS02 80/81		19	40 - 40	5 ou 11, dependendo do sentido
Hydac WS08W-01		19	35 – 50	3.75

Da análise da Tabela 5.2, verifica-se que os tempos de resposta não possuem diferenças significativas, mesmo para válvulas com capacidades de caudal diferentes. Uma vez que além das 4 válvulas necessárias para os 4 cilindros hidráulicos, é necessária uma adicional para fazer baixar a plataforma e a tampa, que deverá permitir a passagem de 40ℓ/min para evitar o

uso de eletroválvulas diferentes, a válvula escolhida é a Bosch Rexroth VEI-8A-2T-06-NC-S-NSS. Esta possui também a menor queda de pressão das analisadas (2 bar a 10ℓ/min).

A queda de pressão provocada pelas eletroválvulas, juntamente com as tubagens, acessórios de ligação e restantes componentes, poderia originar que o peso próprio da estrutura não fosse suficiente para fazer descer a plataforma, podendo ser necessário recorrer a cilindros de duplo efeito. Contudo, uma vez que a parte móvel da plataforma, sem o compactador colocado possui uma força gravítica de 102400 N isso traduz-se numa pressão nos cilindros, cuja haste é de 65mm, de aproximadamente 310 bar. Trata-se de um valor extremamente elevado, tendo em conta que a pressão de trabalho é de 200 bar, pelo que as perdas de carga provocadas pelos acessórios e tubos hidráulicos, bem como pelas válvulas e pelo divisor de caudal serão sempre inferiores, estando assim garantida a descida do equipamento.

### **5.5.3 Escolha do inclinómetro**

Dada a elevada oferta de inclinómetros no mercado, para um filtro inicial de características, será necessário definir a gama de medição e a resolução.

Para uma primeira aproximação, a uma diferença de alturas de 10mm entre os cilindros hidráulicos, corresponde uma inclinação de  $0.20^\circ$  na direção longitudinal (x) e  $0.21^\circ$  na direção transversal (y). Mesmo que este valor necessite, porventura, de ser aumentado para 20mm, os limites máximos das inclinações passariam a ser de  $0.41^\circ$  em x e  $0.43^\circ$  em y. Assim, o inclinómetro a escolher deverá possuir uma gama de medição mínima de  $\pm 0.5^\circ$ . Admitindo que será possível fazer uma compensação a cada 5mm de movimento, é necessário ser possível medir incrementos de 2mm, o que corresponde a  $0.04^\circ$ . Assim, o inclinómetro deverá ter uma resolução inferior a  $0.04^\circ$  e uma repetibilidade próxima de  $0.04^\circ$ .

As tabelas 8 e 9 resumem as características divulgadas de alguns dos inclinómetros de dois eixos pesquisados com saídas digitais e analógicas, respetivamente. Dada a curta distância a que o inclinómetro estará do PLC, o ruído não será problema, pelo que apenas são considerados inclinómetros analógicos com saída em tensão. Para os inclinómetros com saída digital, apenas são considerados os que possuem porta RS232, pela maior facilidade de implementação. As especificações dos sensores são definidas de seguida, sendo que a sua comparação é complexa, uma vez que não existe qualquer norma que obrigue os fabricantes a uniformizar as especificações ou os testes efetuados. Assim, cada fabricante tenta fazer sobressair as características do inclinómetro que interessam e procura esconder as mais

negativas. Alguns fabricantes fornecem ainda uma informação conjugada das características, como por exemplo a precisão combinada, apresentada como uma composição entre a linearidade absoluta, repetibilidade, histerese, *offset* e erro de sensibilidade entre eixos, ( $\Delta = \pm\sqrt{\text{linearidade absoluta}^2 + \text{repetibilidade}^2 + \text{histerese}^2 + \text{offset}^2 + \text{sensibilidade entre eixos}^2}$ ), o que permite obter uma melhor perspectiva de como o inclinómetro se irá comportar na aplicação. De entre as características abaixo explicitadas, a repetibilidade é a mais importante, uma vez que sem ela, qualquer correção não terá sentido.

- **Gama de medição (*measuring range*):** intervalo de valores que o dispositivo consegue medir dentro dos seus limites funcionais;
- **Resolução (*resolution*):** Menor variação da grandeza medida que é lida pelo instrumento;
- **Repetibilidade (*repeatability*):** variação máxima de medição para leituras sucessivas da mesma grandeza realizadas nas mesmas condições;
- **Precisão (*precision*):** erro máximo de medição para leituras sucessivas da mesma grandeza, realizadas em condições equivalentes;
- **Exatidão (*accuracy*):** Dispersão entre o valor medido e o valor real (exato);
- **Sensibilidade (*sensitivity*):** Quociente entre a variação da resposta do instrumento de medição e a variação correspondente da grandeza medida;
- **Sensibilidade entre-eixos (*cross-axis sensitivity*):** A sensibilidade entre eixos refere-se ao ângulo que o inclinómetro pode ser colocado relativamente à inclinação normal do sensor. Por exemplo, para um inclinómetro de um eixo com uma gama de  $\pm 30^\circ$  (assumindo que o eixo do X é a direção a medir), se existir uma inclinação de  $10^\circ$  perpendicular ao eixo do X, o sinal de saída irá gerar um erro adicional relativo aos  $10^\circ$ , denominado erro da sensibilidade entre eixos;
- **Tipo de saída (*output*):** Analógica (tensão ou corrente) ou Digital (RS232, RS485, PWM, etc);
- **Largura de banda (*bandwidth*) ou resposta em frequência (*frequency response*):** indica o intervalo de frequências no qual o erro dinâmico do instrumento tem uma atenuação inferior a 3dB;
- **Tempo de resposta (*response time*):** Estimativa simples da resposta em frequência de um sensor assumindo um comportamento exponencial.
  - **Tempo de resposta  $t_{90}$ :** Refere-se ao tempo que o sensor demora até atingir 90% do valor da grandeza medida, para uma variação em degrau. Exemplo: o sensor demora a passar de  $-10^\circ$  a  $+10^\circ$  um tempo mínimo de 5ms.
- Para inclinómetros com saída digital:
  - **Baud rate:** Máxima taxa de transmissão de um sinal de comunicação série.

Dos inclinómetros apresentados nas tabelas 8 e 9, verifica-se que alguns não indicam a repetibilidade, pelo que serão excluídos desde já. Outros inclinómetros como os RST IC6654, RST IC6650, Columbia SI-702BHP e Sherborne Sensors T233-0001-01 possuem especificações demasiado boas para os requisitos desta aplicação, com preços de venda (nos

que foram possíveis obter) demasiado elevados. Os sensores Vigor SST162 e Vigor SST142 possuem precisões de  $0.1^\circ$ , que é um valor demasiado elevado, pelo que também serão excluídos. Resta assim o sensor **Vigor SST302 com saída digital ou analógica**, o único que apresenta a informação combinada de linearidade absoluta, repetibilidade, histerese, *offset* e erro de sensibilidade entre eixos e que satisfaz o requerido. Dado que possui um “cold start warming time” de 60s, é necessário esperar este tempo após o início de fornecimento de energia elétrica. Dado que os cilindros serão o único meio de sustentação da plataforma, é necessário garantir que este tempo de espera é cumprido.

Verifica-se que diferença de preços entre ambas as versões é bastante significativa – o inclinómetro digital, com um custo de 400€, é 60% mais barato que a versão analógica, com a vantagem adicional de apenas requer que seja adicionada uma porta série ao PLC com um custo de 32€, pelo que essa é a solução escolhida.

Tabela 5.3 - Inclinómetros com saídas digitais










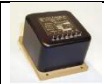




Fornecedor	Descrição	Gama	Resolução (R)/ Precisão (P)	Repetibilidade	Resposta freq. (FR)/ Taxa atualização (RR)	Baud rate (BR)/ Tempo de resposta (RT)	Saída	Preço
	Measurement Specialties NS-5/DMG-U	$\pm 5^\circ$	R: $0.001^\circ$ P: $0.04^\circ$		FR: 3 Hz TR: 0.1-16 Hz	BR: 2400-57600 bps	RS232	658€
	Measurement Specialties NS-5/DPG2-RUD	$\pm 5^\circ$	R: $0.001^\circ$ P: $0.06^\circ$		TR: 0.5-25 Hz	BR: 9600 bps	RS232	424€
	RST IC6654	$\pm 15^\circ$	R: $\pm 0.0006^\circ$	$\pm 0.002^\circ$				
	Vigor SST162	$\pm 5^\circ$	R: $0.003^\circ$ P: $\pm 0.1^\circ$	$\pm 0.02^\circ$	RR: 5 Hz	BR: 19200 bps RT: 300 ms@ $t_{90}$	RS232	
	Vigor SST302-05-00	$\pm 5^\circ$	Pcomb: $\pm 0.01^\circ$	$\pm 0.0025^\circ$	RR: 5 Hz (Opcional 10Hz, 20 Hz)	BR: 115200 bps RT: 300 ms@ $t_{90}$	RS232	400€

Tabela 5.4 – Inclinómetros com saídas analógicas

Fornecedor	Descrição	Gama	Resolução(R)/ Precisão (P)	Repetibilidade	Resposta freq. (FR)/ Taxa atualização (RR)	Tempo de resposta (RT)	Saída	Preço
	Measurement Specialties NS-5/DMG-U	$\pm 5^\circ$	R: $0.001^\circ$ P: $0.04^\circ$		FR: 3 Hz		0,5- 4,5 V	658€
	Measurement Specialties NS-5/DPG2-RUD	$\pm 5^\circ$	R: $0.001^\circ$ P: $0.06^\circ$		RR: 0,5-25 Hz		0,3- 4,7 V	
	ES270 analog	$\pm 90^\circ$	R: $0.06^\circ$		FR: 10 Hz		0-5 V	
	RST IC6650	$\pm 15^\circ$	R: $\pm 0.00139^\circ$	$\pm 0.000375^\circ$	FR: 10 Hz		-5-5 V	

	Columbia SI-702BHP	$\pm 5^\circ$	R: $\pm 0,00005^\circ$	$\pm 0,0025^\circ$	FR: 0-3 Hz		-5-5 V	2288€
	Sherborne Sensors T233-0001-01	$\pm 1^\circ$	R: $0,000028^\circ$	$\pm 0,0008^\circ$	FR: 10 Hz		-5-5 V	3690€
	Vigor SST20-02-P2-05-G20	$\pm 5^\circ$	R: $0,002^\circ$ P: $\pm 0,07^\circ$	$\pm 0,02^\circ$	FR: 10 Hz RR: 50 Hz	RT: 1ms sem filtro	0,5-4,5 V	
	Vigor SST142	$\pm 5^\circ$	R: $0,003^\circ$ P: $\pm 0,1^\circ$	$\pm 0,02^\circ$		RT: 300 ms@t90°	0,5-4,5V	
	Vigor SST302-05-G1	$\pm 5^\circ$	P: Comb. $\pm 0,01^\circ$	$\pm 0,0025^\circ$	FR: 3 Hz	RT: 300 ms@t90	-5-5 V	996€

## 5.6 Cálculo do erro máximo de sincronismo

Para ser possível determinar o erro máximo de sincronismo que esta solução irá impor ao sistema, é necessário analisar o tempo de resposta do inclinómetro com o tempo de abertura das eletroválvulas e com o tempo de ciclo de varrimento do PLC.

A frequência de atualização do inclinómetro série é de 5Hz, que se traduz num período de 200ms. Isto significa que a cada 200ms o inclinómetro verifica os dados que possui. Apesar de não ser referido como são transmitidos os dados, será assumido que a cada 200ms são transmitidos. Dado que a velocidade máxima de transmissão de dados do inclinómetro Vigor SST302-05-00 é de 115200bps e que transmite 10 bits por canal (8 bits de dados + 1 start bit + 1 stop bit), isso traduzir-se-ia num tempo de transmissão de 0,087ms ( $1000/115200 \times 20 \text{ bits} = 0,17\text{ms}$ ). Contudo, dado que a velocidade máxima de leitura do PLC é de 19200bps, o tempo de transmissão de dados do inclinómetro para o PLC será de  $\approx 1\text{ms}$  (11x superior), o que totaliza 201ms.

O tempo de resposta t90 de 300ms indicado nas características do inclinómetro refere-se ao tempo de acomodação que é o tempo que o inclinómetro demora a responder a uma entrada em degrau, numa banda de 10% de erro. Dado que neste sistema que possui uma elevada massa, o inclinómetro nunca irá sofrer variações bruscas de inclinação, pelo que se trata de um parâmetro pouco importante.

Para que decorra o menor tempo possível desde o tempo de resposta do inclinómetro até à deteção da variação da entrada do PLC, será definido um período de varrimento de 10ms.

Cronologicamente, assim que uma variação de inclinação for detetada, pelo inclinómetro, o que pode demorar, no máximo 200ms, o PLC demorará mais 10ms a atualizar as saídas. Uma vez que as eletroválvulas demoram 40ms a abrir totalmente, no pior caso terão passado 250ms



desde a variação da entrada até ao início da correção da inclinação. Uma vez que os cilindros se movem a uma velocidade de 50mm/s, 250ms correspondem a uma diferença de 12,5mm de altura (o que, caso esteja apenas um cilindro ativo, corresponde a uma inclinação  $0,25^\circ$  na longitudinal e  $0,26^\circ$  de inclinação na transversal), valores muito próximos dos pretendidos inicialmente. Na prática, será espectável que este valor limite nunca seja atingido uma vez que o inclinómetro apenas será responsável por corrigir no máximo 15% do erro máximo da distribuição que o divisor de caudal não é capaz de acomodar. Assim sendo, poderão ser esperadas correções minoritárias a cada 100ms que correspondem a 5mm de movimento de cada um dos cilindros. Se a correção aplicada for de metade do valor do movimento, será possível corrigir 2,5mm por cada 5mm de movimento, pelo que o erro máximo será de 2,5mm. As informações acima poderão ser mais facilmente compreendidas visualizando o diagrama temporal da Figura 5.21.

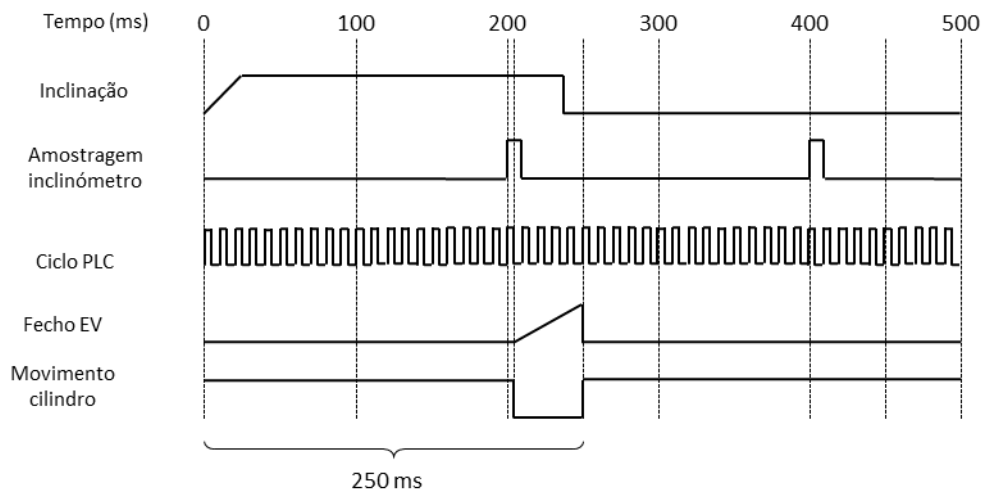


Figura 5.21 - Diagrama temporal do funcionamento do sistema

## 5.7 Parâmetros para definir o controlo

### Limites máximos em x e y:

Assumindo que é possível atingir o limite de 10mm de altura entre cilindros, isso traduz-se nos limites:

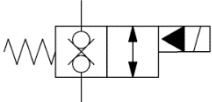
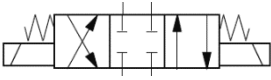

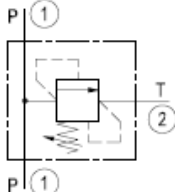
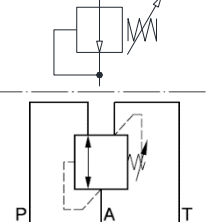
- $L_x = 0.20^\circ$ ;
- $-L_x = -0.20^\circ$ ;
- $L_y = 0.21^\circ$ ;
- $-L_y = -0.21^\circ$ ;

## 5.8 Orçamentação dos componentes

Com o novo circuito hidráulico apresentado, será necessário adquirir relativamente ao esquema hidráulico anterior, a lista de componentes que se encontra na Tabela 5.5. Todas as folhas de especificações podem ser encontradas no ANEXO A.

Apesar de serem necessárias 4 eletroválvulas de resposta rápida para caudal de 10ℓ/min e 2 de resposta admissível mais lenta, uma para 20ℓ/min e outra para 40ℓ/min, para evitar a utilização de EV diferentes serão escolhidas 6 iguais com capacidade até 40ℓ/min.

Tabela 5.5 - Lista de componentes hidráulicos a adquirir

Qtd.	Descrição	Referência	Perda de carga	Símbolo	Custo unitário	Custo total
6	Eletroválvula direcional 2/2 de assento cónico para 40ℓ/min, resposta rápida e com socorro manual. NG8	Bosch VEI-8A-2T-06-NC-S	@10ℓ/min: ≈2 bar @20ℓ/min: ≈3 bar @40ℓ/min: ≈5 bar		70,60€	423,60€
6	Bobine 24V DC 20W	Hydroma S8.356HRL			9,86€	59,16€
1	Eletroválvula direcional 4/3 com socorro manual para 20ℓ/min NG6	Parker D1VW-001-C-N-J	@20ℓ/min: 1.5 bar		116,06€	116,06€
1	Placa Base	NG6 3/8' BSP			18,13€	18,13€
6	Válvula retenção em linha	Bosch VU-FF-38	@40ℓ/min: 6 bar		11,42€	68,52€
1	Válvula limitadora de pressão	Oilcontrol VSC-30-N-38 (100-350 bar)			36,64€	36,64€
1	Válvula redutora de pressão linha P sandwich	Parker VM-064-A-06-V-M			91,13€	91,13€

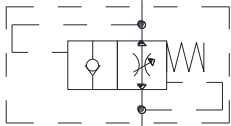
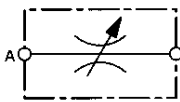
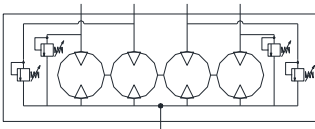
6	Válvula anti rutura	ISO SRL VPN-38-H	@10ℓ/min: 3 bar		4,59€	27,54€
2	Válvula reguladora de caudal bidirecional NG10	Hydac DV-10.01.1 3/8 BSP	@20ℓ/min e 5 voltas: 10 bar		23,74€	47,48€
1	Divisor de caudal engrenagens com correção de fase e válvulas anti cavitação	Vivolo 9RV 04 A 27			382,27€	382,27€
<b>Custo total</b>						<b>1270,53€</b>

Tabela 5.6 - Custo da solução com inclinómetro de saída digital





Qtd.	Descrição	Referência	Imagem	Custo
1	Ligação RS232 Adicional	TWD NAC 232D		32€
1	Inclinómetro com saída digital	Vigor SST302-05-00		400€
<b>Custo total solução digital</b>				<b>432€</b>

Tabela 5.7 - Custo da solução com inclinómetro de saída analógica

Qtd.	Descrição	Referência	Imagem	Custo
1	Módulo expansivo analógico para PLC com 2 entradas analógicas	Schneider TM2AMI2HT		194€
1	Inclinómetro com saída analógica	Vigor SST302-05-G1		996€
<b>Custo total solução analógica</b>				<b>1190€</b>

Uma vez que a solução com inclinómetro digital se revela mais barata pelo tipo de saída e pelo custo do acessório de ligação ao PLC, já existente no sistema, o custo total da aplicação da solução digital é de aproximadamente **1702€**, menos 758€ quando comparado com a solução analógica.

A este custo deve ainda acrescer-se o custo dos 4 cilindros hidráulicos de duplo efeito para as cavilhas de segurança, bem como os acessórios de ligação, mangueiras e tubos.

## 5.9 Poupança no equipamento atual em componentes mecânicos e hidráulicos

Com a aplicação desta solução, é possível obter poupanças na parte mecânica do sistema atual pelo que, o custo dos componentes a adicionar será compensado.

A escolha pela solução apresentada permitirá remover a tesoura do equipamento por deixar de ser necessário um componente mecânico adicional de sincronismo dos cilindros hidráulicos. A tesoura, representada na Figura 5.22, sem tratamento anticorrosivo tem uma massa de 1245kg. A um preço médio de 0,90€/kg + 0,50€/kg de galvanização obtemos um custo de 1743€. Tendo em conta custos de soldadura e montagem, o preço rondará os 2200€.

Ao eliminar a tesoura do equipamento, deixa de ser obrigatório o uso da base fixa, representada na Figura 5.23, que tinha como principais funções a fixação e guiamento de parte da tesoura, para além de permitir fixar e garantir o alinhamento dos cilindros hidráulicos. O alinhamento e a fixação dos cilindros, com a base fixa removida, poderá ser realizado recorrendo a flanges. O trabalho de montagem do equipamento não sofre grandes alterações, uma vez que já era necessário fixar a base móvel à cuba, recorrendo a 4 parafusos. Esta base possui uma massa de 760 kg que se traduz num custo de matéria-prima com tratamento anticorrosivo de 1064€, o que com soldadura e montagem rondará os 1500€.

Além dos componentes principais, há ainda 4 rolamentos e 8 casquilhos que são poupados e que totalizam 150€.

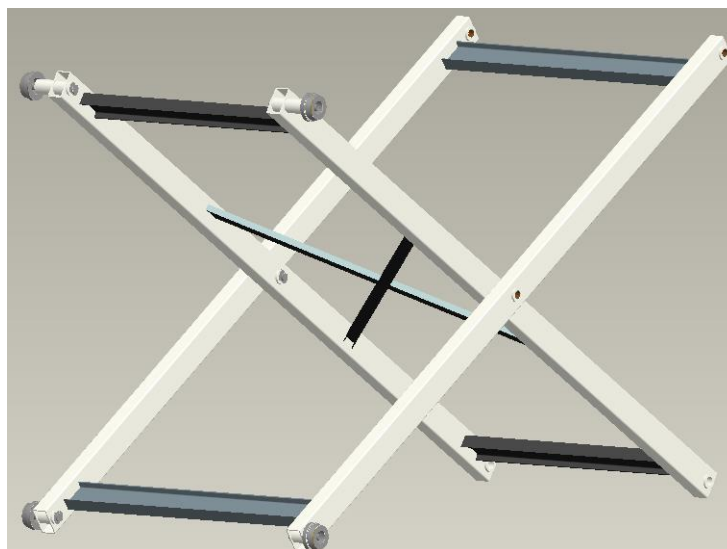


Figura 5.22 - Tesoura do *Bigtainer®*

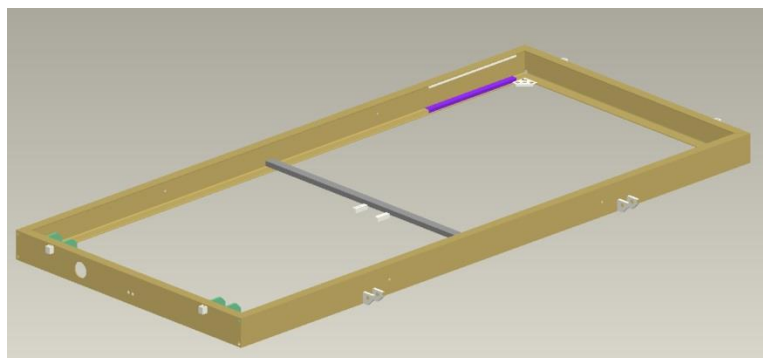


Figura 5.23 - Base fixa do Bigtainer®

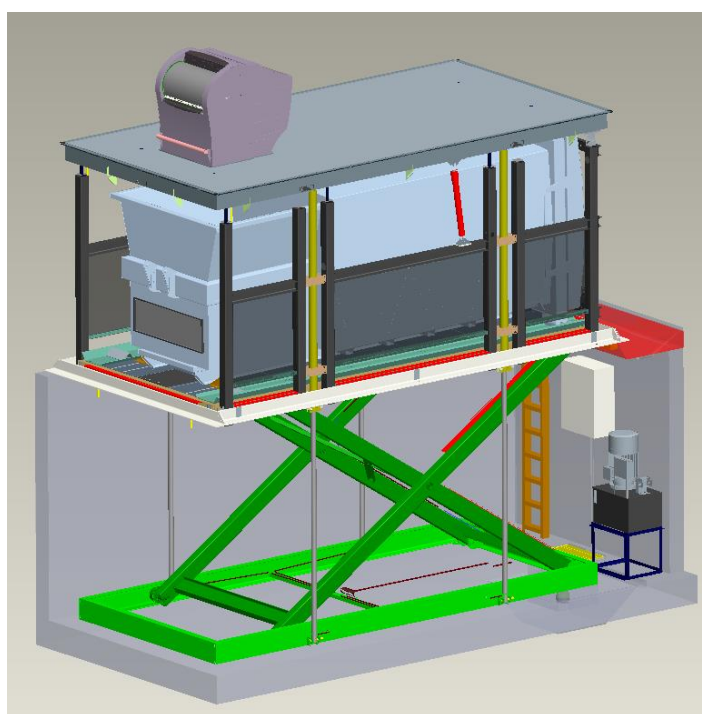


Figura 5.24 – Componentes mecânicos a remover do Bigtainer® (a verde)

Relativamente ao esquema hidráulico antigo, apresentado na Figura 3.5, foram removidos os componentes indicados na Tabela 5.8.

Tabela 5.8 - Componentes hidráulicos removidos do esquema anterior

Qtd.	Descrição	Símbolo	Custo unitário	Custo total
2	Eletroválvula direcional 4/3 com socorro manual NG10 Parker D3W-001-C-N-J-W 24V		196,40€	392,80€
2	Válvula reguladora de caudal unidirecional NG10		26,94€	53,88€
<b>Custo total</b>				<b>446,68€</b>

### 5.10 Balanço

A Tabela 5.9 indica um quadro resumo da poupança obtida com a remoção dos componentes do sistema atual.

Tabela 5.9 - Componentes eliminados do sistema atual por tipo

Descrição	Custo
Tesoura	2200€
Base fixa	1500€
Acessórios	150€
Componentes hidráulicos	447€
<b>Total</b>	<b>4297€</b>

O balanço final é assim dado por:

Custo total da aplicação da solução digital	<b>1702€</b>
<b>Poupança no sistema atual</b>	<b>-4297€</b>
<b>Poupança</b>	<b>2595€</b>

### 5.11 Conclusão

Neste capítulo foi apresentada e analisada a solução de sincronismo proposta, em que cada cilindro possui a sua válvula direcional 2/2, em conjunto com um divisor de caudal e um inclinómetro para indicar a diferença relativa entre as posições dos cilindros. Foi desenvolvido e explicado o diagrama comportamental do sistema com o algoritmo a implementar num PLC que a Tnl já utiliza.

Para o cálculo da correção que este sistema de controlo é capaz de introduzir ao sistema, foram escolhidos todos os componentes hidráulicos, bem como o inclinómetro que possui uma precisão combinada de 0,01° com saída digital por ser de integração mais barata com o PLC já existente. O erro máximo espectável entre os cilindros será de 5mm, sendo a correção de 50%.

A análise de custos revelou que com a solução apresentada e a remoção dos componentes mecânicos que se tornam desnecessários, será ainda possível obter uma poupança de aproximadamente 2650€.

A solução desenvolvida permitirá obter melhorias no tempo de produção do equipamento pela eliminação de componentes que se revelavam morosos na produção e montagem. Contudo, a eliminação da tesoura irá remover duas das vantagens apontadas na secção 3 pela utilização de um sistema duplo de estabilização constituído pela tesoura e pelo divisor de caudal:

- O absorvedor de impactos nos movimentos de recolha do compactador, terá de ser substituído por rodas justas ao aro na parte superior da cuba para serem estas a absorver os impactos.
- Em caso de fuga ou rebentamento de mangueira num dos 4 cilindros, a tesoura estabilizava o equipamento, permitindo subir ou descer em segurança. Com o novo sistema, caso um dos cilindros não se mova, a plataforma também não se moverá. Em caso de emergência podem ser atuados os socorros manuais das válvulas para permitir uma descida que ponha o equipamento em estado de manutenção. Trata-se de uma solução de compromisso a tomar.





## Capítulo 6

### Conclusões e trabalhos futuros

Nesta dissertação foram identificados os problemas de um equipamento de contentorização enterrada de resíduos da Tnl, empresa que se dedica ao desenvolvimento de soluções deste âmbito, numa perspetiva de evolução de um melhor meio ambiente. Desde 2006, com o aparecimento do PERSU II se tem procurado valorizar os resíduos, pelo que são necessárias soluções que permitam não só armazenar temporariamente como também reduzir os custos de recolha dos mesmos.

Foram abordadas várias oportunidades de melhoria do equipamento como por exemplo a insegurança contra fugas de óleo. A proposta de solucionar a subida inconstante deu origem ao desenvolvimento de uma nova solução de sincronismo dos cilindros hidráulicos em que cada cilindro hidráulico possui a sua válvula direcional, onde foi mantido (e melhorado) o divisor de caudal, já utilizado no esquema anterior, pela necessidade de tornar as pressões em cada cilindro independentes e ser o principal meio de sincronismo e um inclinómetro para indicar a diferença relativa entre as posições dos cilindros.

O estudo da capacidade de sincronismo da solução desenvolvida revelou que o erro máximo de sincronismo seria de 12,5mm entre cilindros, caso não existisse o divisor de caudal. Dado que esta solução apenas corrige 15% de erro de desfasamento máximo do divisor de caudal é espectável uma correção de 2,5mm por cada 5mm de movimento.

A análise de custos revelou que a solução apresentada representa uma poupança relativamente ao sistema atual de 2595 euros, sendo possível eliminar a tesoura e a base fixa do sistema, pelo que os cilindros hidráulicos passam a ser estruturais. O tempo de produção e os empenos causados pelo tratamento anticorrosivo da galvanização a quente é assim reduzido. Trata-se contudo de uma solução que também poderá possuir desvantagens como não ser fácil descer o equipamento em caso de falha elétrica, bem como necessitar de uma construção que permita

redução de folgas quando aberto para compensar a falta da tesoura nos impactos com o camião.

Uma vez que a solução não é possível de ser testada neste momento por não haver qualquer unidade em produção em Portugal, o primeiro trabalho a realizar será implementar esta solução e verificar, para diferenças de carga elevadas, o comportamento da plataforma. Se o mesmo for aceitável, será necessário testar e validar os processos iniciais de montagem dos componentes e arranques da máquina para ultrapassar o comportamento provocado pelo aparecimento de ar nos cilindros.

## Capítulo 7

### Referências

- [1] APAmbiente, “Proposta de Plano Persu 2020,” Fevereiro 2014. [Online]. Available: [http://www.apambiente.pt/\\_zdata/DESTAQUES/2014/RelatorioPropostaPERSU2020\\_Fev14\\_v2.pdf](http://www.apambiente.pt/_zdata/DESTAQUES/2014/RelatorioPropostaPERSU2020_Fev14_v2.pdf). [Acedido em 23 Abril 2014].
- [2] M. L. F. R. Cruz, “A caracterização de resíduos sólidos no âmbito da sua gestão integrada,” UMinho, 2005.
- [3] C. da Costa, C. Ribeiro, F. Seabra, F. Moreira, M. Barbosa e M. Silva, “Gestão de Resíduos Hospitalares,” FEUP, 2012.
- [4] “Projecto do Plano Nacional de Resíduos,” 21 Abril 2014. [Online]. Available: <http://www.apambiente.pt/index.php?ref=16&subref=84&sub2ref=108>.
- [5] Ministério do Ambiente, ordenamento do território, “PERSU 2020, Uma Fonte Renovável de Recursos,” [Online]. [Acedido em 24 Abril 2014].
- [6] Ministério do Ambiente e do Ordenamento do Território, “Decreto de Lei,” 17 Junho 2011. [Online]. Available: [www.apambiente.pt/\\_zdata/Políticas/Resíduos/DL\\_73\\_2011\\_DQR.pdf](http://www.apambiente.pt/_zdata/Políticas/Resíduos/DL_73_2011_DQR.pdf).
- [7] FEUP - Secção de Automação, Instrumentação e Controlo, *Óleo-Hidráulica - Parte I - Tecnologia de sistemas óleo-hidráulicos*, Porto, 2008.
- [8] H. F. George e A. Barber, “What is bulk modulus and when is it important?,” The Lubrizol Corp., Wickliffe, Ohio, 2007.
- [9] M. Kambic, R. Kalb, T. Tasner e D. Lovrec, “High bulk modulus of ionic liquid and effects on performance of hydraulic system,” *The Scientific World Journal*, vol. 2014, 2014.
- [10] P. Rohner, *Industrial hydraulic control : a textbook for fluid power technicians*, West Perth: John Wiley & Sons Australia, Ltd, 1988.
- [11] L. A. Ferreira, *Tribologia - Notas de Curso - Lubrificação e Lubrificantes*, Porto: Abindústria, Edições Técnicas, 2000.

- [12] D. Knezevic e V. Savic, "Mathematical modeling of changing of dynamic viscosity as a function of temperature and pressure of mineral oils for hydraulic systems," *Mechanical Engineering*, vol. 4, pp. 27-34, 2006.
- [13] H. Sun e G. T. C. Chiu, "Motion Synchronization for Multi-Cylinder Electro-Hydraulic System," em *International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Proceedings*, Como, Itália, 2001.
- [14] Hydraulics & Pneumatics, "Synchronizing cylinder movement," 06 Dez 2010. [Online]. Available: <http://hydraulicspneumatics.com/other-technologies/book-2-chapter-22-synchronizing-cylinder-movement>. [Acedido em 02 06 2014].
- [15] B. Casey e M. Tumarkin, "How to synchronize hydraulic Cylinders," HydraulicSupermarket.com, Australia, 2006.
- [16] Vivolo, "Divisores de fluxo," 18 10 2001. [Online]. Available: [www.vivolo.com/files/vivoil\\_d\\_pr.pdf](http://www.vivolo.com/files/vivoil_d_pr.pdf). [Acedido em 25 06 2014].
- [17] Telemecanique, "Twido Software Reference Guide V3.2," 01 03 2005. [Online]. Available: <http://download.schneider-electric.com/library/downloads/WW/en/document/31003914K01002>. [Acedido em 20 06 2014].
- [18] Schneider Electric, "Twido Programmable Controller Catalogue," Outubro 2011. [Online]. Available: <http://www.schneider-electric.com/download/WW/EN/file/69890042-DIA3ED2111004EN.pdf/?showAsIframe=true&fileName=DIA3ED2111004EN.pdf&reference=DIA3ED2111004EN&docType=Catalog>. [Acedido em 15 Junho 2014].
- [19] P. Ferrão e L. Pinheiro, "Projecto PNGR 2011-2020," 26 Maio 2011. [Online]. [Acedido em 21 04 2014].
- [20] F. Freitas, *Sistemas Hidraulicos e Pneumáticos - Fundamentos*.

## ANEXO A – Fichas técnicas dos componentes escolhidos

Part number:

025-10129

**HYDROMA**  
HYDRAULICKÉ SYSTÉMY

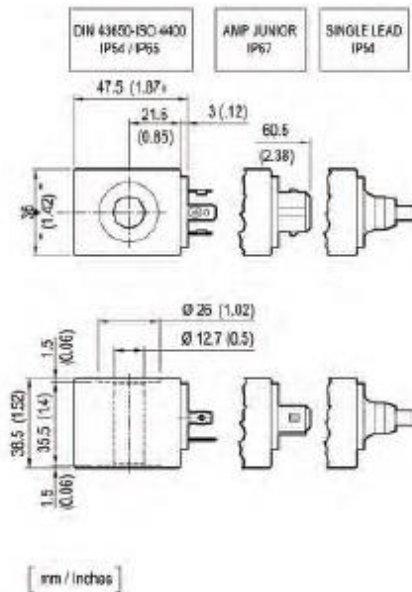
**HIDROMA**  
SYSTÉMY  
UKŁADY HYDRAULICZNE

**HYDROMA**  
ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ СИСТЕМЫ

### Coils - Connectors

COIL S8-356 - CLASS H - 20 W

OD.02.17 - X - Y - Z



#### TECHNICAL DATA

Weight: 0.18 kg (0.40 lbs)

Heat insulation Class H: 180°C (356°F)

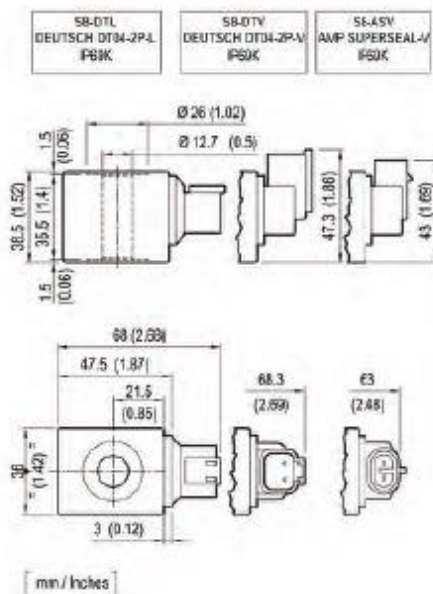
Ambient temperature range: -30/+60°C (-22/+140°F)

Inlet voltage fluctuations must not exceed  $\pm 10\%$  of nominal voltage to obtain correct operation and long life coils.

X	Y	Connections	Circuit	Voltage
01	30	DIN 43650 - ISO 4400	Standard	DC-RAC
07	30	AMP JUNIOR	Standard	DC
0G	03	SINGLE LEAD	Standard	DC *
14	30	DIN 43650 - ISO 4400	Bidirectional Diode	DC
15	30	AMP JUNIOR	Bidirectional Diode	DC
0H	03	SINGLE LEAD	Bidirectional Diode	DC *

\* Length 300mm (11.8 inches). Extension 6.3mm (0.25 inches). Extra on all lines of 8 leads 0.5mm radius.

Z	Voltage V	Resistance Ohm ( $\pm 7\%$ )	Power W		Current A		$\Delta T$ °C (°F)
	Nominal	Ta = 20-26°C (68-77°F)	Cold coil	Cold coil	Hot coil	Hot coil	
OB	12 DC	7.2	20	1.7	1.2	105-110 (221-230)	1 hour energized at Ta=20-25°C (68-77°F) Nominal voltage
OG	14 DC	9.0	20	1.6	1.1		
OC	24 DC	28.2	20	0.9	0.6		
AC	28 DC	33.6	20	0.8	0.5		
OV	24 RAC	23.1	20	0.9	-		110-125 (230-257)
DW	110 RAC	478.3	20	0.2	-		
OZ	220 RAC	1919.9	20	0.1	-		



X	Y	Connections	Circuit	Voltage
20	30	DEUTSCH DT04-2P-L	Standard	DC
20	3P	DEUTSCH DT04-2P-V	Standard	DC
30	3P	AMP SUPERSEAL-V	Standard	DC
22	30	DEUTSCH DT04-2P-L	Bidirectional Diode	DC
22	3P	DEUTSCH DT04-2P-V	Bidirectional Diode	DC
32	3P	AMP SUPERSEAL-V	Bidirectional Diode	DC

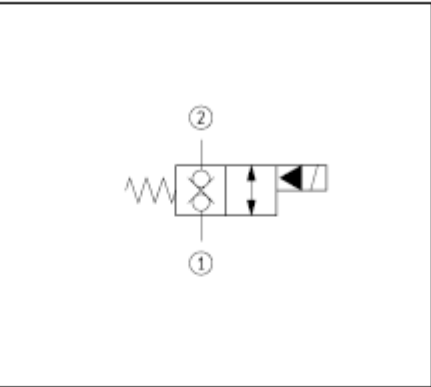
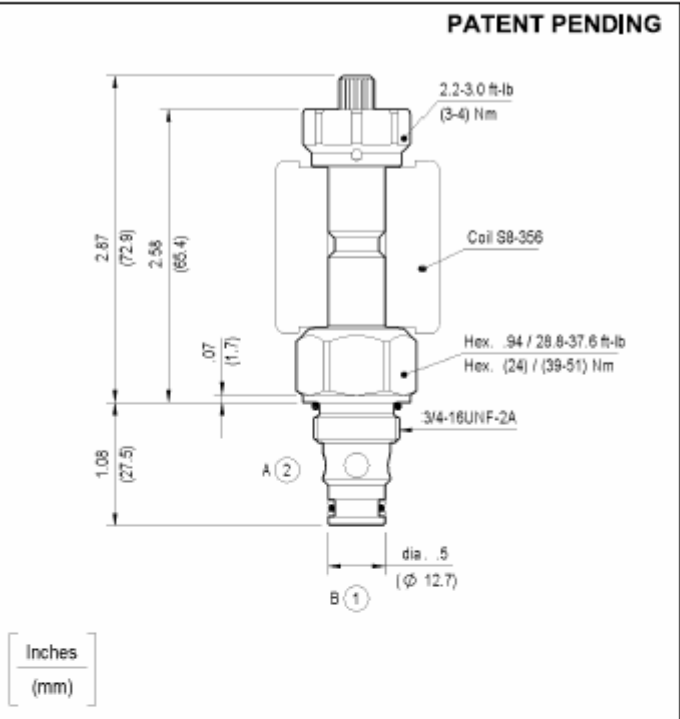
Z	Voltage V	Resistance Ohm ( $\pm 7\%$ )	Power W		Current A		$\Delta T$ °C (°F)
	Nominal	Ta = 20-25°C (68-77°F)	Cold coil	Cold coil	Hot coil	Hot coil	
OB	12 DC	7.2	20	1.7	1.2	105-110 (221-230)	1 hour energized at Ta=20-25°C (68-77°F) Nominal voltage
OC	24 DC	28.2	20	0.9	0.6		
AC	26 DC	33.6	20	0.8	0.5		

These coils have passed the THERMAL SHOCK DUNK TEST

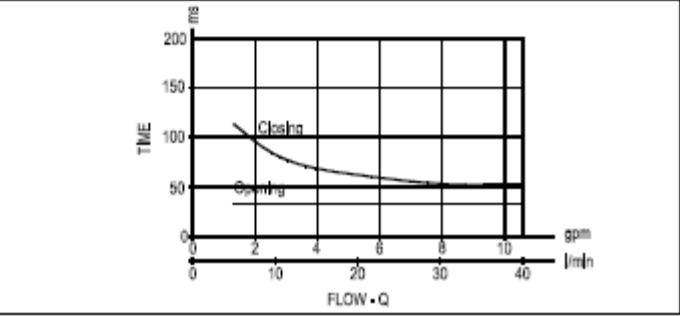
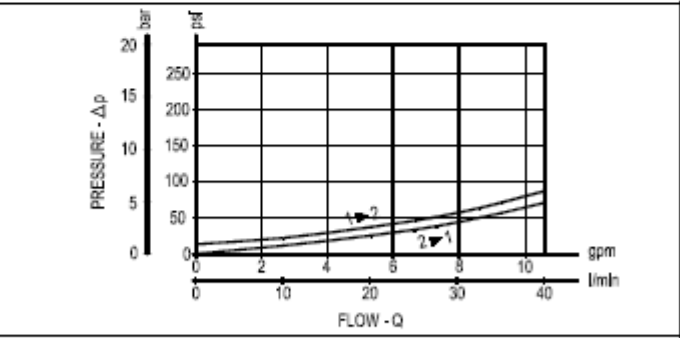
**SOLENOID OPERATED VALVES**  
**POPPET 2-WAY DOUBLE LOCK NORMALLY CLOSED**  
**COMMON CAVITY**

**Rexroth**  
Bosch Group

**VEI-8A-2T-06-NC-S-NSS    SIZE 08    OD.15.31.18 - Y - S0**



TECHNICAL DATA	
Maximum Operating Pressure	5000 psi (350 bar)
Fatigue Cycle Life at 5000 psi (350 bar) and 0.5 Hz (1 s ON - 1 s OFF)	10 million cycles
Rated Flow	11 gpm (40 l/min)
Cavity - Tooling (CA-08A-2N)	page CT.A.001.U
Weight	0.286 lbs (0.130 kg)
Fluids - Temperatures	page 7.01.040
Testing Conditions - Seals	page 7.01.040
Internal Leakage	page 7.01.040
Filtration : 25 µm nominal or better	page 7.01.050
Minimum Voltage Required	90% of nominal
Coils must be ordered separately	page 1.71.042
Mounting Position	unrestricted



Y	ORDERING OPTIONS	
3A	Standard	
3D	Knob Style Manual Override	

Rev.02.08

213

1.13B.060.U



## FLOW DIVIDER "RV" Series Swallow Line

**RV-1V**

Flow divider with independent phase correction and anticavitation valves for each element

### Code:

9RV NN M CC

9RV	Flow Divider Typology
NN	Number of elements
M	Code of setting range of the valves
CC	Displacement Code

TABLE "M"	
A	7+ 210 bar
B	105+ 420 bar

**Example:** Flow divider with two elements (same displacement)  
RV-1V / 3,8 x 2 with valve 7 + 210 bar

9RV 02 A 25

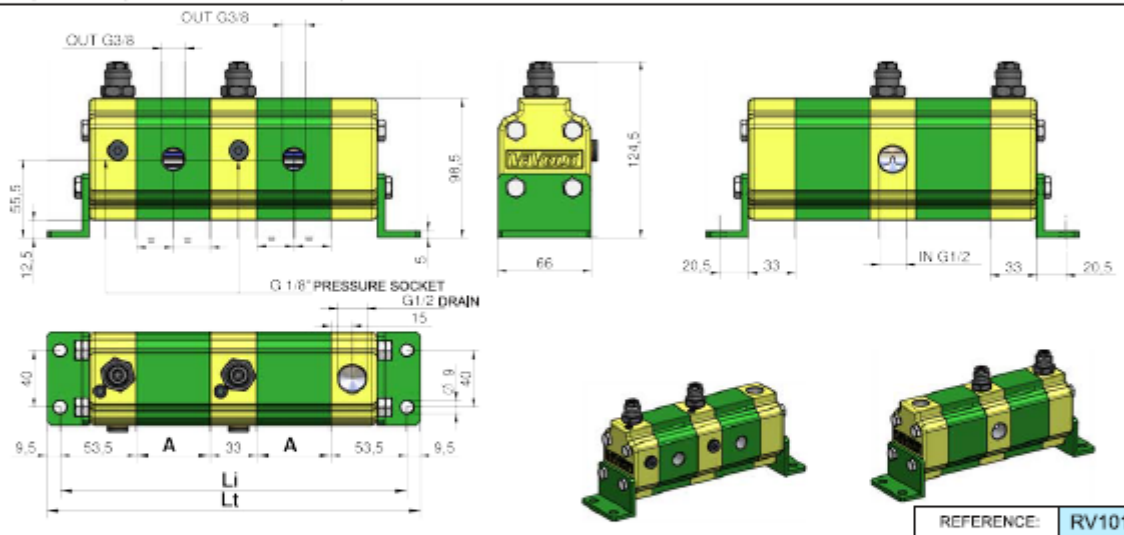
**Example:** Flow Divider with 4 elements (with different displacement - max 7):  
RV-1V / 3,8+4,9+4,9+6,5 with valve 105 + 420 bar

9RV 04 B 25 29 29 32

**NOTE:** to define codes for flow dividers with more than 7 different displacement, please contact our sales department.

**Table: 1**

Displacement Cm <sup>3</sup> /rev	CC Code	Max Pressure bar	One element flow rate l/min		
			MIN	RECOMMENDED	MAX
0,9	16	220	1	2	6
1,2	17	220	1,5	3	7
1,7	18	220	2	4	9
2,2	20	220	2,5	5	13
2,6	21	220	3	6	15,5
3,2	23	220	3,5	7,5	18
3,8	25	220	4	8,5	21
4,3	27	220	4,5	9,5	23
4,9	29	220	5,5	11	27
5,9	31	220	6,5	13	30
6,5	32	220	7,5	14	32
7,8	34	210	8,5	16	35,5
9,8	36	200	11	20	41



**Table: 2**

**Li = Distance between fixing hole centres (single displacement flow divider)**

Cm <sup>3</sup> /rev	A	Number of elements														
		2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0,9	41,5	223	297,5	372	446,5	521	595,5	670	744,5	819	893,5	968	1042,5	1117	1191,5	1266
1,2	42,5	225	300,5	376	451,5	527	602,5	678	753,5	829	904,5	980	1055,5	1131	1206,5	1282
1,7	44	228	305	382	459	536	613	690	767	844	921	998	1075	1152	1229	1306
2,2	46	232	311	390	469	548	627	706	785	864	943	1022	1101	1180	1259	1338
2,6	48	236	317	398	479	560	641	722	803	884	965	1046	1127	1208	1289	1370
3,2	50	240	323	406	489	572	655	738	821	904	987	1070	1153	1236	1319	1402
3,8	52	244	329	414	499	584	669	754	839	924	1009	1094	1179	1264	1349	1434
4,3	54	248	335	422	509	596	683	770	857	944	1031	1118	1205	1292	1379	1466
4,9	57	254	344	434	524	614	704	794	884	974	1064	1154	1244	1334	1424	1514
5,9	60,5	261	354,5	448	541,5	635	728,5	822	915,5	1009	1103	1196	1289,5	1383	1476,5	1570
6,5	63	266	362	458	554	650	746	842	938	1034	1130	1226	1322	1418	1514	1610
7,8	67	274	374	474	574	674	774	874	974	1074	1174	1274	1374	1474	1574	1674
9,8	76	292	401	510	619	728	837	946	1055	1164	1273	1382	1491	1600	1709	1818

**Table: 3**

In this table the number of inlets in function of the number of elements are indicated.

Number of elements	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
"IN" Number of inlets	1	1	2	2	3	3	4	4	5	5	6	6	7	7	8



## FLOW DIVIDER "RV" Series Swallow Line

**RV-1V**

Flow divider with independent phase correction and anticavitation valves for each element

EXTERNAL DRAIN STANDARD SETUP	INTERNAL DRAIN
For the correct functioning of the flow divider, it has to be installed <u>under the oil level</u> . The drain tube has to pick up under the oil level and it has not to aspire air.	To predispose the divider to the internal drain, plug the 1/2 G drain port ( T ) <b>Note:</b> with this configuration the function of anticavitation valves is annulled

In **table 1** the functioning range of single flow divider elements is indicated.

The higher is the feeding capacity ( q ), the higher is the precision of the flow division, but in opposition there are losses of loading and higher noise. Therefore we suggest to feed the elements with capacities equal or a few superior to the ones indicated in the column **"RECOMMENDED"**.

Remember to verify the capacities even in phase of flow reunion.

The pressure indicated are to be considered as maximum of functioning, the flow divider is able to bear peaks of pressure 20 % superior.

### How to calculate the "Li" and "Lt" measures of flow dividers:

From **table 2** it is possible to obtain the "Li" measure for flow dividers up to 16 elements with equal displacements; for flow dividers with different elements or with more than 16 elements the "Li" and "Lt" measure have to be calculated by the following formula:

$$Li = [(n-1) \times 33] + 107 + (A1 + A2 + A3 + \dots)$$

$$107 = 53,5 + 53,5$$

n = Number of elements of flow divider

A1... An = heights of elements of flow divider

$$Lt = Li + 19$$

$$19 = 9,5 + 9,5$$

**EXAMPLE:** To obtain the measures Li and Lt of a flow divider with three elements (n=3), RV-1V 4,3 + 2,2 + 0,9

Distance between fixing centres

$$Li = [(3-1) \times 33] + 107 + 54 + 46 + 41,5 = 314,5 \text{ mm}$$

Total Length

$$Lt = 314,5 + 19 = 333,5$$

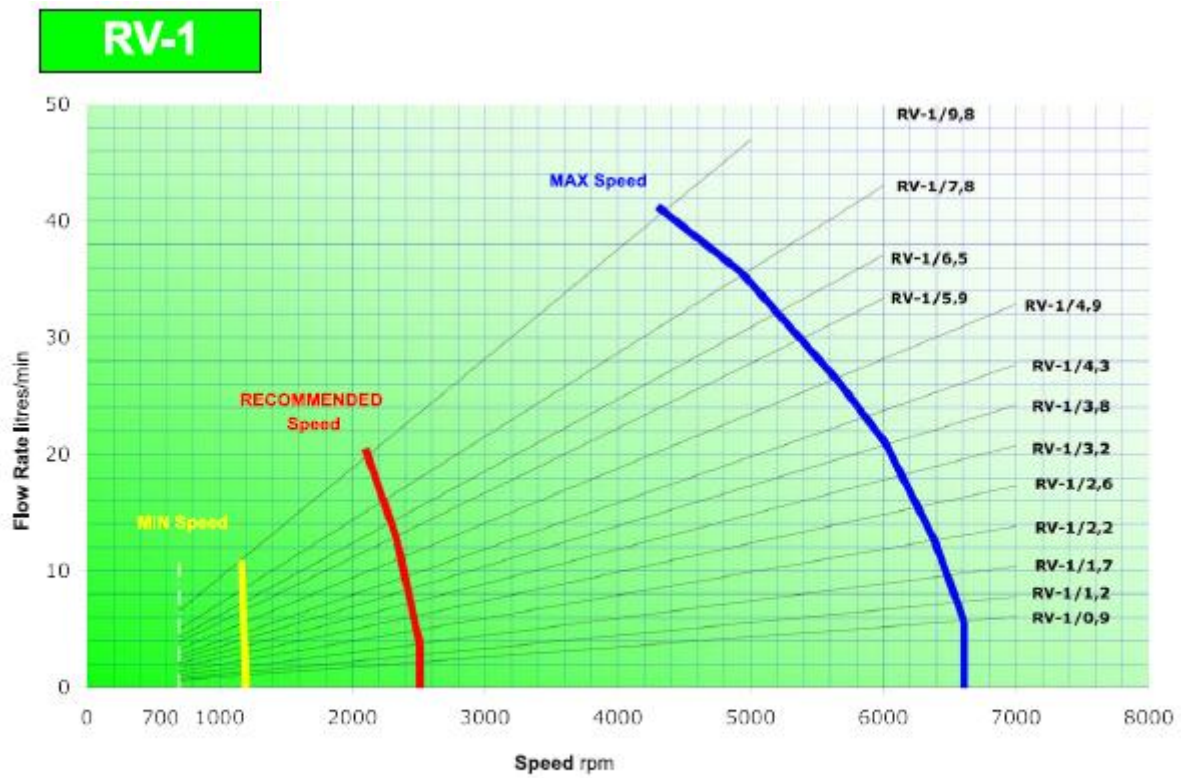
In **table 3** the number of inlets in function of the number of elements are indicated.

For flow dividers with many inlets, as they are all communicating it is even possible to use only one of them, by plugging the other ones. We suggest to make full use at least of 1 inlet every 40 l/min capacity.

To obtain errors of division inferior to 3% there must be no difference of pressure between the elements superior to 30 bar. To obtain high precisions the respect of the following parameters is also important:

- Environment temperature: -10°C + +60°C
- Hydraulic oil based on hlp, hv (din 51524) minerals
- Oil filtering 10 ÷ 25 µ
- Oil temperature: +30°C + +60°C
- Oil Viscosity 20 ÷ 40 cSt

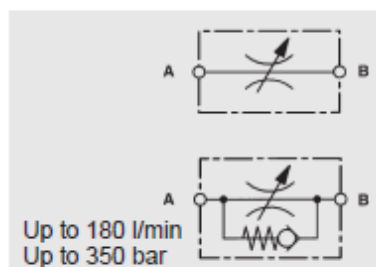




**NOTE:** the flow divider can work even below the minimum speed, but its efficiency will be lower  
the flow divider can work even over the maximum speed, but it will increase the noise and loss of load

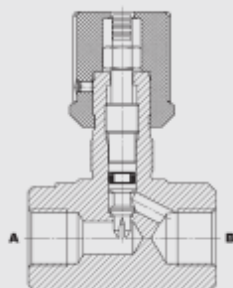
# HYDAC

# INTERNATIONAL

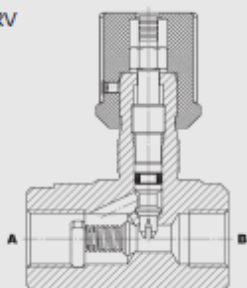


## FUNCTION

DV



DRV



The DV is an inline mounted flow control valve which controls the flow by adjusting the cross-section. The flow rate is therefore dependent on the pressure differential and viscosity. Starting with the throttle spindle in the fully closed position, the flow rate increases in accordance with the appropriate curve as the control knob is turned. The flow is controlled in both directions.

The scale on the lower edge of the control knob enables accurate repeat setting. The DRV is a flow control valve in the same design which also allows the same fine flow adjustment, but in one direction only. Unrestricted flow in the reverse direction is via the built-in check valve (cracking pressure 0.5 bar).

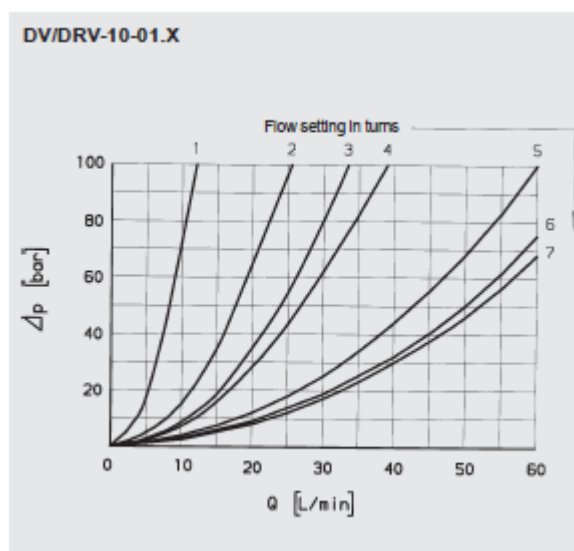
## Needle Valves with and without Reverse Flow Check Direct-Acting Inline Mounted - 350 bar DV, DRV 06 to 16

## FEATURES

- For regulating the speed of loads
- For fine adjustment and shut-off of the flow
- For system-related damping in hydraulic circuits
- To release pressure from accumulator systems
- As an emergency drain for lowering a load without a dead man's circuit
- Spindle patented secured before complete loosening
- An Allen set-screw locks the setting of the knob
- Choice of five sizes ensures best possible adaptability to the system

## SPECIFICATIONS

Operating pressure:	max. 350 bar	
Nominal flow:	DV, DRV-06	max. 20 l/min
	DV, DRV-08	max. 50 l/min
	DV, DRV-10	max. 60 l/min
	DV, DRV-12	max. 90 l/min
	DV, DRV-16	max. 180 l/min
Cracking pressure (on DRV):	0.5 bar	
Media operating temperature range:	min. -20 °C to max. +100 °C	
Ambient temperature range:	min. -20 °C to max. +100 °C	
Operating fluid:	Hydraulic oil to DIN 51524 Part 1 and 2	
Viscosity range:	min. 2.8 mm <sup>2</sup> /s to max. 800 mm <sup>2</sup> /s	
Filtration:	Class 21/19/16 according to ISO 4406 or cleaner	
MTTF <sub>e</sub> :	150 years (see "Conditions and instructions for valves" in brochure 5.300)	
Installation:	no orientation restrictions, preferably horizontal	
Materials:	Valve body:	steel
	Piston:	hardened and ground steel
	Seals:	FKM (standard)
	Back-up rings:	PTFE
Weight:	DV 06 = 0.10 kg	DRV 06 = 0.10 kg
	DV 08 = 0.26 kg	DRV 08 = 0.28 kg
	DV 10 = 0.38 kg	DRV 10 = 0.41 kg
	DV 12 = 0.62 kg	DRV 12 = 0.65 kg
	DV 16 = 1.04 kg	DRV 16 = 1.14 kg

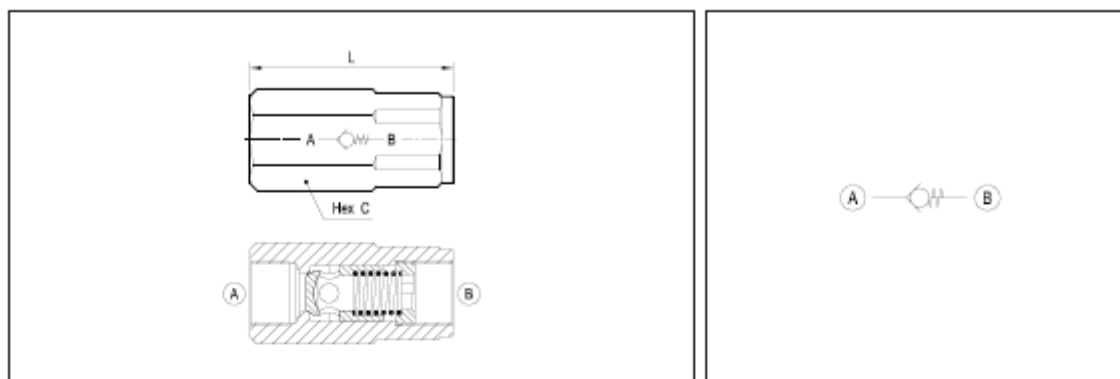


# SLEEVE TYPE CHECK VALVE

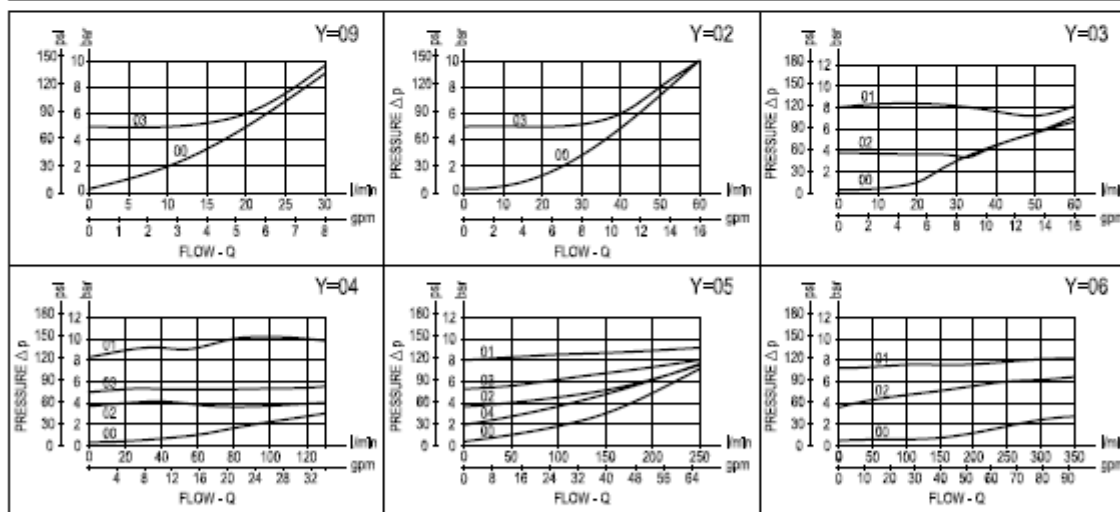


VU-FF

04.37.02.00 - Y - Z



Y	PORTS A - B	Max Pressure		Max Flow		L		C		WEIGHT (Steel body)		
		bar	psi	l/min	gpm	mm	Inches	mm	Inches	kg	lbs	
09	G 1/4	350	5000	30	8	58	2.28	19	0.75	-	-	VU-FF-14
02	G 3/8	350	5000	60	16	58	2.28	24	0.95	-	-	VU-FF-38
03	G 1/2	350	5000	60	16	75	2.95	30	1.18	0.35	0.77	VU-FF-12
04	G 3/4	350	5000	130	34	85	3.35	36	1.42	0.5	1.1	VU-FF-34
05	G 1	350	5000	250	66	106	4.17	46	1.81	1.05	2.3	VU-FF-100
06	G 1-1/4	350	5000	350	93	130	5.12	55	2.17	1.65	3.6	VU-FF-114



Z	SPRINGS							
	Cracking pressure		Ordering code	Ordering code	Ordering code	Ordering code	Ordering code	Ordering code
	bar	psi	Y=09	Y=02	Y=03	Y=04	Y=05	Y=06
00	0.3	4.4	03.51.01.451	03.51.01.459	03.51.01.435	03.51.01.432	03.51.01.436	03.51.01.437
01	8	116	/	/	03.51.01.428	03.51.01.450	03.51.01.430	03.51.01.429
02	3.5	51	/	/	03.51.01.434	03.51.01.433	03.51.01.426	03.51.01.438
03	5	72.5	03.51.01.375	03.51.01.460	/	03.51.01.431	03.51.01.321	/
04	2	29	/	/	/	/	03.51.01.440	/

## HOSE BURST CHECK VALVES



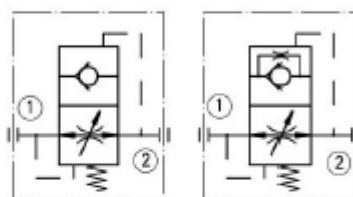
### Characteristics

TYPE	SIZE	MAX. FLOW	MAX. PRESSURE	WEIGHT	LOCKING TORQUE
VPN-*.14-H-**.	1/4" BSP	25 l./min.	350 bar	0.005 Kg.	2 Nm.
VPN-*.38-H-**.	3/8" BSP	50 l./min.	350 bar	0.010 Kg.	3 Nm.
VPN-*.12-H-**.	1/2" BSP	80 l./min.	350 bar	0.020 Kg.	4 Nm.
VPN-*.34-H-**.	3/4" BSP	150 l./min.	350 bar	0.042 Kg.	10 Nm.

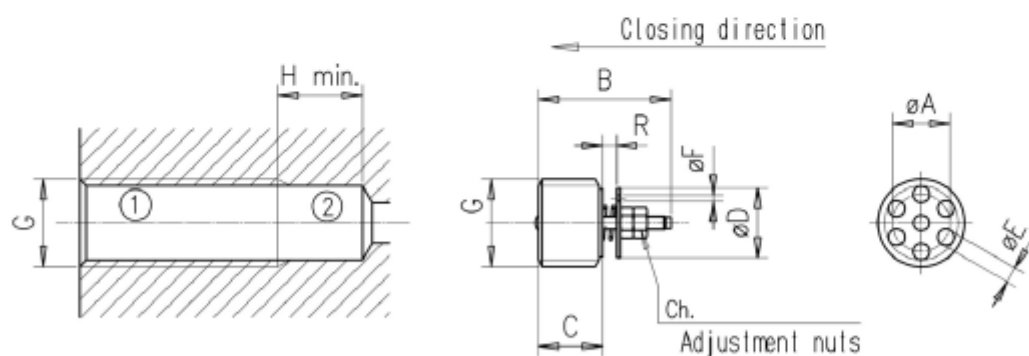
### Description

The valves type VPN are commonly called "Parachute" in fact, they block the cylinder descent, should an accidental breaking of the hose occur, preventing the free load drop.  
They can be supplied with a throttling hose on the sealing disk, having the purpose to let the cylinder descend slowly, allowing the oil passage from position "2" to "1" of the valve (see drawing).  
The 'R' distance must correspond to a flow, at least 50% higher than the set flow.

### Symbol



### Dimensions

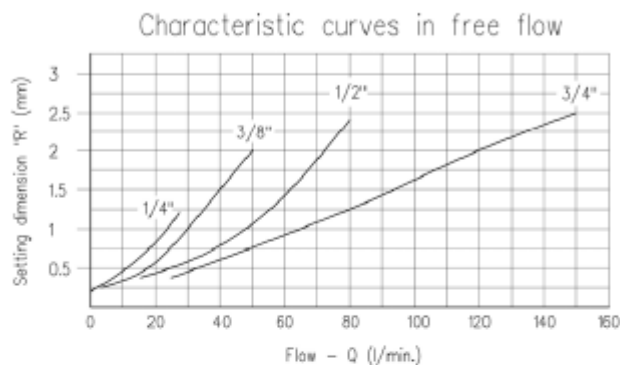


G	A	B	C	D	E	H	ch.
1/4" BSP	8.5	17.5	8	9.5	2.4	11	5.5
3/8" BSP	10.5	23	10.5	12.5	3.5	11	5.5
1/2" BSP	13	25	12	15	4.5	15	7
3/4" BSP	16	30.5	17	18	6	16	7

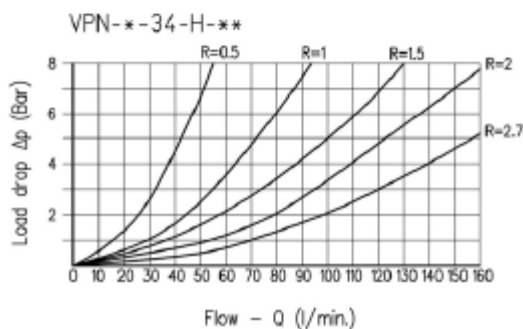
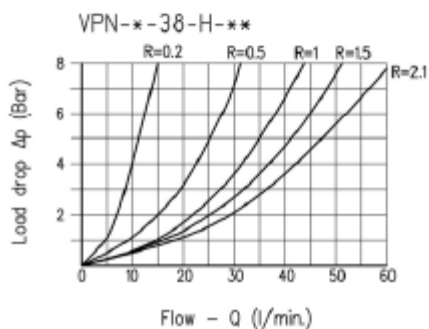
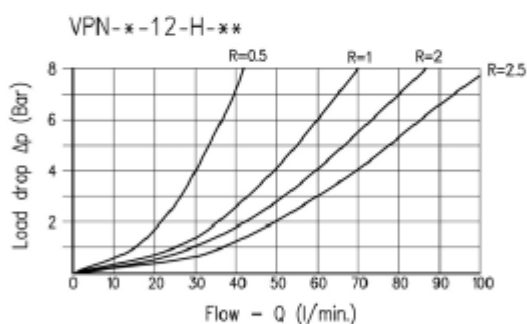
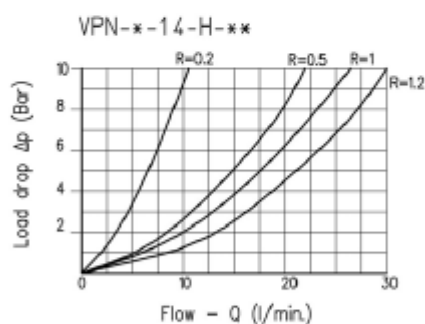
## HOSE BURST CHECK VALVES



### Characteristics



### Diagrams



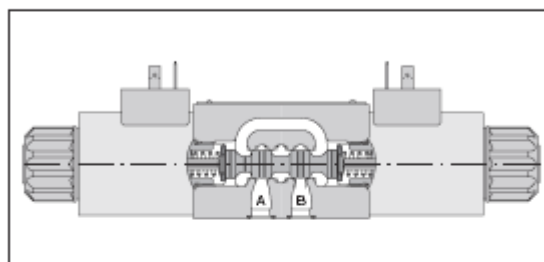
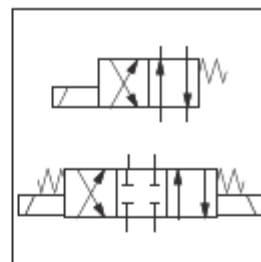
Catalogue HY 11-3 500/UK  
Characteristics

Directional Control Valve  
Series D1VW

The NG06 directional control valve series D1VW provides high functional limits up to 80 l/min in combination with a very low, energy-saving pressure drop.

A wide variety of spool options allows to design an unlimited number of hydraulic circuits.

Versions with 8 watt coils, position control, Atex approval, surface protection and connector variants are shown in the following chapters.



Technical data

General		
Design		Directional spool valve
Actuation		Solenoid
Nominal size		DIN NG06 / CETOP 03 / NFPA D03
Mounting interface		DIN 24340 A6 / ISO 4401 / CETOP RP 121-H / NFPA D03
Mounting position		unrestricted, preferably horizontal
Ambient temperature	[°C]	-25...+50
MTTF <sub>c</sub> value	[years]	150
Weight	[kg]	1.5 (1 solenoid), 2.1 (2 solenoids)
Hydraulic		
Max. operating pressure		[bar] P, A, B: 350; T: 210 (DC), T: 140 (AC)
Fluid		Hydraulic oil in accordance with DIN 51524 / 51525
Fluid temperature		[°C] -25 ... +70
Viscosity permitted	[cSt] / [mm²/s]	2.8...400
Viscosity recommended	[cSt] / [mm²/s]	30...80
Filtration		ISO 4406 (1999): 18/16/13 (meet NAS 1638: 7)
Flow max.	[l/min]	80 (see shift limits)
Leakage at 50 bar	[ml/min]	Up to 10 per flow path, depending on spool, up to 15 per flow path for spool type 008 + 009
Static / Dynamic		
Step response		see table response time
Electrical characteristics		
Duty ratio		100% ED; CAUTION: coil temperature up to 150 °C possible
Max. switching frequency		[1/h] 15000 (not for soft shift)
Protection class		IP 65 in accordance with EN 60529 (with correctly mounted plug-in connector)
	Code	KJUTGYT
Supply voltage	[V]	12 V = 24 V = 98 V = 205 V = 110V at 50Hz/ 120V at 60Hz 230V at 50Hz/ 240V at 60Hz
Tolerance supply voltage	[%]	±10 ±10 ±10 ±10 ±5 ±5
Current consumption	hold [A]	2.72 1.29 0.33 0.15 0.6 / 0.55 0.3 / 0.27
Current consumption	in rush [A]	2.72 1.29 0.33 0.15 2.5 / 2.4 1.25 / 1.2
Power consumption	hold	32.7 W 31 W 31.9 W 30.2 W 70 / 70 VA 70 / 70 VA
Power consumption	in rush	32.7 W 31 W 31.9 W 30.2 W 280 / 290 VA 280 / 290 VA
Solenoid connection		Connector as per EN 175301-803, solenoid identification as per ISO 9461 (code W).
Wiring min.	[mm²]	3 x 1.5 recommended
Wiring length max.	[m]	50 recommended

With electrical connections the protective conductor (PE) must be connected according to the relevant regulations.

D1VW UK, NCD RH 15.08.2011

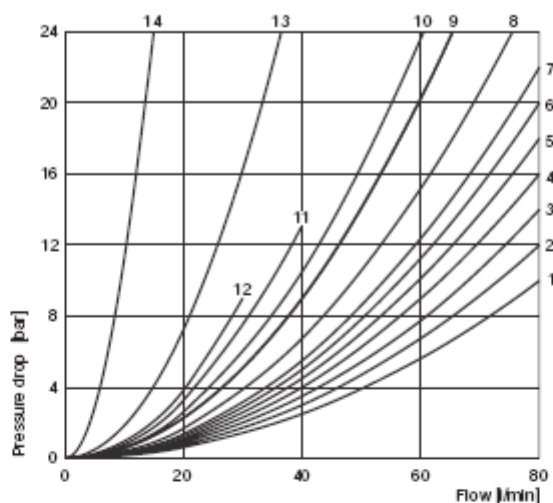




Catalogue HY11-3500/UK  
Flow Curve Diagram

Directional Control Valve  
Series D1VW

Flow curve



All characteristic curves measured with HLP46 at 50°C.

Spool	Position "b"			Position "a"			Position "0"				
	P-A	B-T	P-B	P-B	A-T	P-A	P-A	P-B	A-T	B-T	P-T
001	2	2		2	2						
002	1	4		1	4		1	1	5	5	2
003	3	4		3	6				7		
004	2	3		2	3				7	7	
005	2	2		2	2		12				
006	1	4		1	4		7	7			
007	3	2		2	2			3		2	7
010	3			3							
011	2	2		2	2				14	14	
014	3	2		2	2		3		2		7
015	3	6		3	4					7	
016	2	2		2	2			12			
020B	4	4		2	3						
026B	4			4							
030B	2	3		1	2						
034	4		8	3	3				5	7	
035	3	3		4		8			7	5	
081	13	13		13	13						
082	13	13		13	13				6	6	
101B	11	10		10	9						
102	1	4		1	4		5	5	8	8	6
61	1	3		1	3		3	2			
83H	5	2		5	2						
104	1			2	5		3		14		14
208	3			2							
	P-B	A-T		P-A	B-T		P-A	P-B	A-T	B-T	P-T
008	4	5		4	5						9
009	5	5		6	7						7
83B	5	2		5	2						
204	1	3		4	3		7		4		7
205	4	3		1	3			7		4	5

Spool	Position "b"			Position "a"		
	P-A	P-B	A-B	P-B	A-T	
021	2	4		4	2	
022	P-A	B-T		P-A	P-B	A-B
	6	2		5	2	
	2	2				
				2	2	

<sup>1)</sup> Only for pressure compensation, no high flow possible.

D1VW UK, INDO RH 15.08.2011

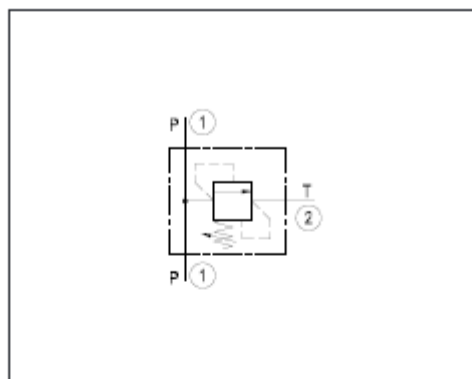
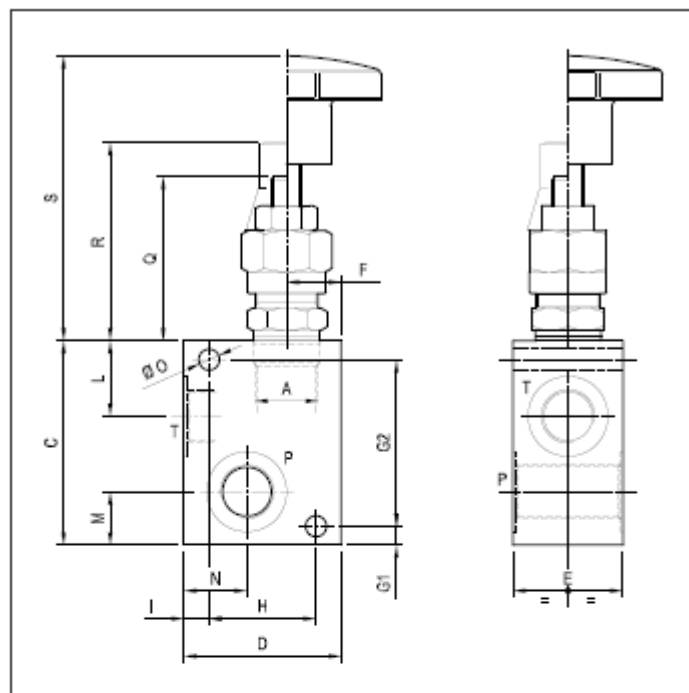




**RELIEF, DIRECT ACTING GUIDED POPPET TYPE  
SPECIAL CAVITY  
CARTRIDGE STYLE IN MANIFOLD**

**VSC-30**

**05.13.01 - X - Y - Z**



**TECHNICAL DATA**

Max flow: up to 30 l/min (8 gpm)

Max operating pressure: 210 bar (3000 psi)

Standard manifolds in high strength aluminium.  
For working pressure up to 350 bar (5000 psi) and for fatigue applications with any working pressure, steel manifolds are available upon request.

**X** See next page

Special Cavity	Y	PORT SIZE	DIMENSIONS mm (Inches)															
			P-T	C	D	E	F	G1	G2	H	I	L	M	N	O	Q	R	S
A																		
008	09	G 1/4	65 (2,56)	50 (1,97)	35 (1,38)	18 (0,71)	6 (0,24)	53 (2,09)	34 (1,34)	8 (0,32)	24 (0,95)	17 (0,67)	22 (0,87)	6,5 (0,26)	51 (2,01)	61 (2,40)	89 (3,50)	
	02	G 3/8	65 (2,56)	50 (1,97)	35 (1,38)	18 (0,71)	6 (0,24)	53 (2,09)	34 (1,34)	8 (0,32)	24 (0,95)	17 (0,67)	20 (0,79)	6,5 (0,26)	51 (2,01)	61 (2,40)	89 (3,50)	
	03	G 1/2	65 (2,56)	50 (1,97)	35 (1,38)	18 (0,71)	6 (0,24)	53 (2,09)	34 (1,34)	8 (0,32)	24 (0,95)	17 (0,67)	18 (0,71)	6,5 (0,26)	51 (2,01)	61 (2,40)	89 (3,50)	

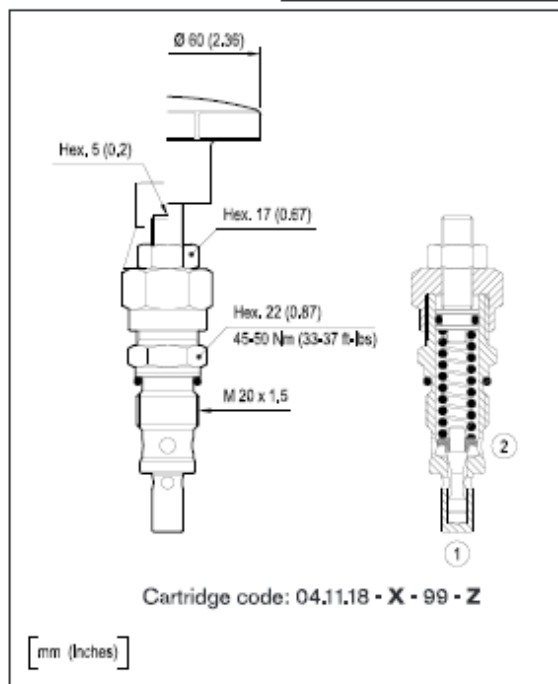
Z	SPRINGS				
	Adjust pressure range bar (psi)	Pressure increase bar (psi)	Standard setting bar (psi) Q = 5 l/min	Ordering code	Colour
05	5-50 (75-725)	12 (174)	50 (725)	03.51.01.077	black
10	30-100 (435-1450)	24 (348)	100 (1450)	03.51.01.076	blue
20	50-210 (725-3000)	47 (682)	200 (2900)	03.51.01.075	green
35	100-350 (1450-5000)	82 (1189)	350 (5000)	03.51.01.059	yellow



**RELIEF, DIRECT ACTING GUIDED POPPET TYPE  
SPECIAL CAVITY  
CARTRIDGE STYLE IN MANIFOLD**

**VSC-30**

**05.13.01 - X - Y - Z**

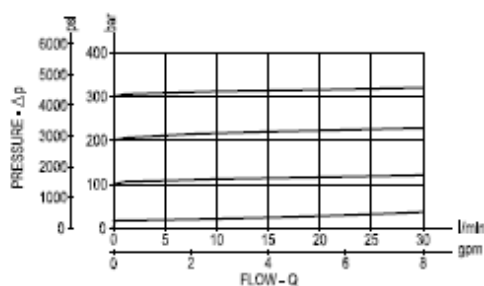


X	ADJUSTMENTS	
03	Leakproof hex. socket screw	
04	Handknob and locknut	

OPTIONS		
Ordering code	Description	
03,05,01,003		Sealing cap
11,04,23,003		Tamper resistant cap

CARTRIDGE TECHNICAL DATA	
Special cavity: <b>008</b>	
For other details see "Cartridge Program Part 2: Oil Control" RE00162-02 or consult our website <a href="http://www.oilcontrol.com">www.oilcontrol.com</a>	

**PERFORMANCE GRAPH**



Catalogue HY11-3500/UK  
**Characteristics**

**Direct Operated Pressure Reducing Valve  
Series VM**

Direct operated pressure reducing valve with manual adjustment. Series VM is a direct operated, spring loaded 3 way pressure reducing valve, that is open in neutral position. The valve closes the connection when the pre-set pressure is exceeded.

Primary port: NG06 - P, NG10 - B

Secondary port: NG06 - A, NG10 - A

Tank port: NG06 - T, NG10 - Y

If the pressure increases due to an external influence the spool opens to port T until the pre-set pressure is reached.

**Features**

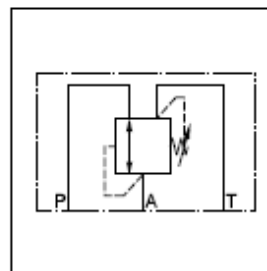
- Spool type valve
- Subplate mounting acc. to ISO 5781
- 5 pressure stages at NG06
- 3 pressure stages at NG10
- 2 adjustment modes



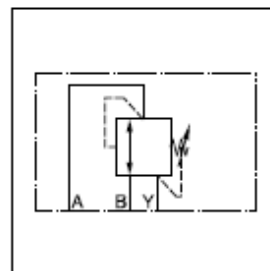
NG06



NG10

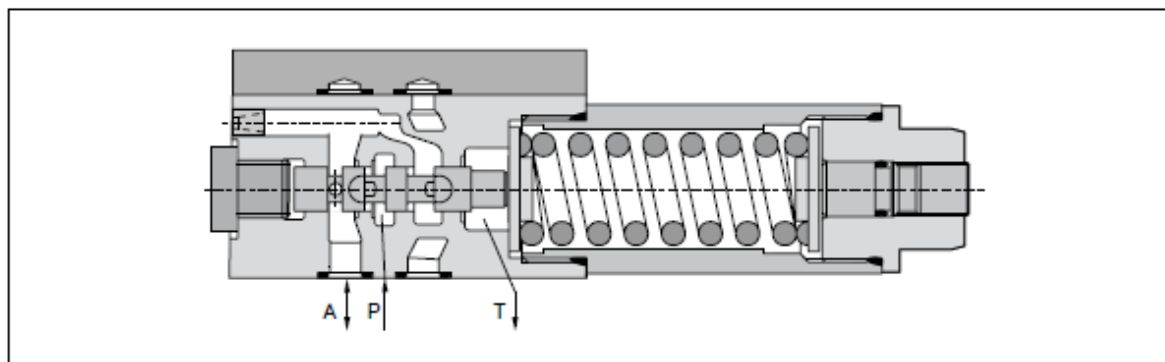


NG06

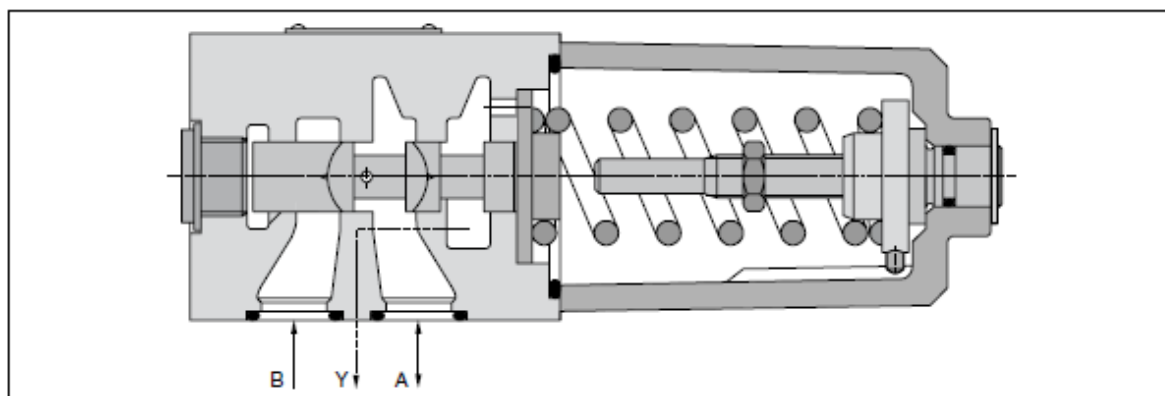


NG10

**NG06**



**NG10**



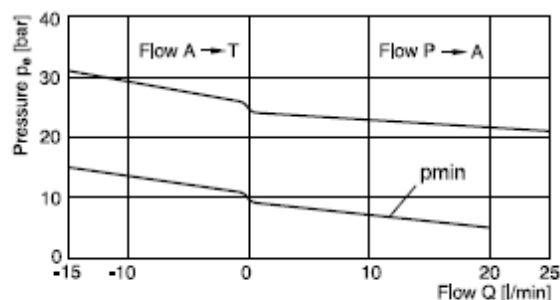
VM UK.indd RH 20.02.2014



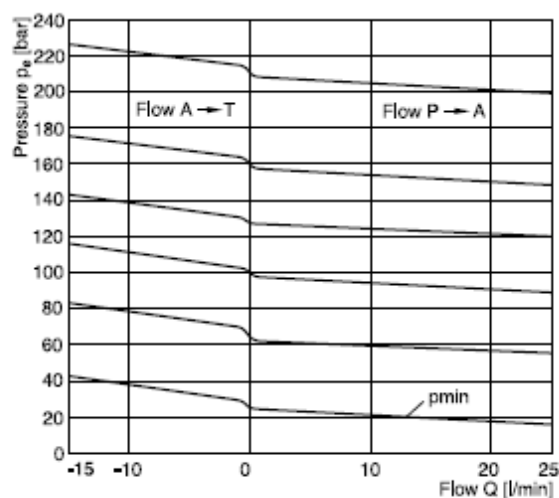
Catalogue HY11-3500/UK  
Characteristic Curves

Direct Operated Pressure Reducing Valve  
Series VM

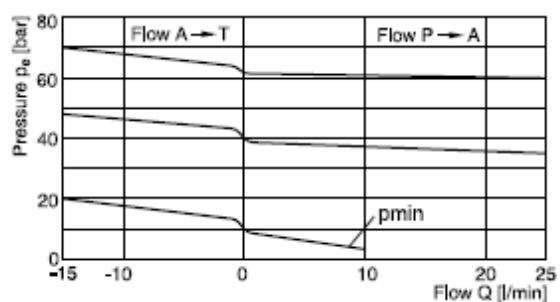
NG06 setting pressure max. 25 bar



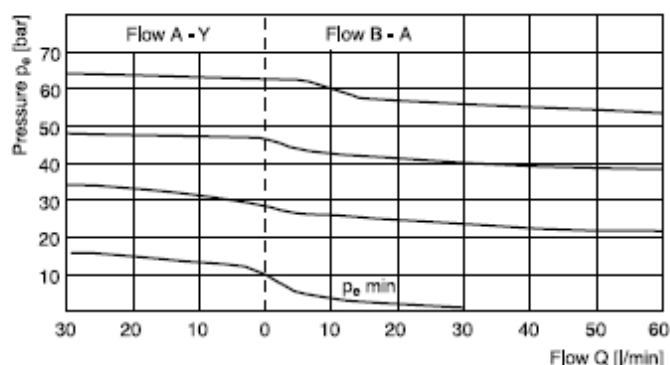
NG06 setting pressure max. 160 or 210 bar



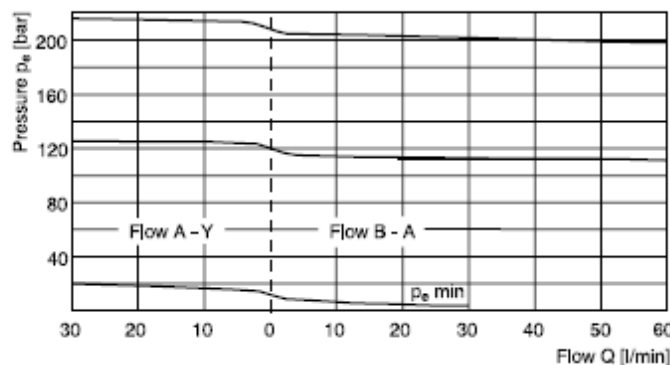
NG06 setting pressure max. 64 bar



NG10 setting pressure max. 64 bar



NG10 setting pressure max. 210 bar



All characteristic curves measured with HLP46 at 50 °C.

VM UK.indd RH 20.02.2014

